



TUGAS AKHIR – TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH LUASAN
SISI KOMPRESI DAN EKSPANSI DENGAN VARIASI
DIAMETER PISTON, ORIFICE, PISTON ROD
TERHADAP GAYA REDAM DAN RESPON DINAMIS
SEPEDA MOTOR YAMAHA MIO J**

M FAUZI RAHMAN
NRP. 2112100135

Dosen Pembimbing:

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.
2. Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**MODELLING AND ANALYSIS OF THE EFFECT OF
COMPRESSION AND EXPANSION SIDES AREA
WITH VARIATION OF PISTON, ORIFICE, AND
PISTON ROD DIAMETER TOWARDS DAMPING
FORCE OF SHOCK ABSORBER AND DYNAMIC
RESPONSE OF YAMAHA MIO J**

M FAUZI RAHMAN
NRP. 2112100135

Advisory Lecturer

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.
2. Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH VARIASI
LUASAN SISI KOMPRESI DAN EKSPANSI DENGAN
PERUBAHAN PARAMETER DIAMETER PISTON,
ORIFICE DAN PISTON ROD TERHADAP GAYA REDAM
SHOCK ABSORBER DAN RESPON DINAMIS SEPEDA
MOTOR YAMAHA MIO J**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

M FAUZI RAHMAN

NRP. 2112 100 135

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT (Pembimbing)
NIP. 197004121997032003
2. Dr. Eng. Harus Laksana G. ST, M.Eng (Penguji I)
NIP. 197505111999031001
3. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 198907052015042005
4. Moch. Solichin, ST., MT. (Penguji III)
NIP. 198908172015041003

SURABAYA

JANUARI, 2017

PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH VARIASI LUASAN SISI KOMPRESI DAN EKSPANSI DENGAN PERUBAHAN DIAMETER PISTON, ORIFICE, DAN PISTON ROD TERHADAP GAYA REDAM SHOCK ABSORBER DAN RESPON DINAMIS SEPEDA MOTOR YAMAHA MIO J

Nama Mahasiswa : M Fauzi Rahman
NRP : 2112100135
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : 1. Dr. Wiwiek Hendrowati, St.,MT.
2. Dr. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng.

ABSTRAK

Perkembangan dunia industri dan teknologi terus mengalami kemajuan yang sangat pesat, salah satunya dibidang otomotif. Banyaknya jumlah spare-parts yang diimpor sangat berpengaruh terhadap sektor industri otomotif di indonesia. Dimana ketika nilai tukar rupiah yang melemah terhadap dollar AS maka akan semakin meningkat pula nilai beli spare part dari kendaraan motor. Untuk mengatasi hal tersebut tentunya perlu dilakukan pengembangan terhadap spare part salah satunya dengan mereduksi dimensi yang ada pada sistem suspensi sepeda motor sehingga dapat memperkecil biaya manufaktur.

Dalam tugas akhir ini, dilakukan redesign suspensi kendaraan motor mio J dengan merubah parameter-parameter yang terdapat pada sistem suspensi untuk mendapatkan hasil yang lebih efektif dan efisien. Analisis sistem suspensi yang dilakukan didasarkan pada pemodelan setengah kendaraan. Perubahan parameter yang ada pada sistem suspensi ini seperti variasi diameter piston (D_p) sebesar 0.02 – 0.018 m, variasi diameter piston rod sebesar 0.010 – 0.004 m dan variasi diameter orifice sebesar 0.002 – 0.001 m. Setelah melakukan perubahan parameter

tersebut selanjutnya dilakukan analisa kekuatan pada piston rod. Sehingga dalam tugas akhir ini nantinya didapatkan suatu sistem suspensi yang lebih efisien dan tetap memperhatikan kenyamanan dan keamanan saat berkendara.

Dari hasil modifikasi pada sistem suspensi hydraulic shock absorber didapatkan bahwa gaya redam yang dihasilkan dipengaruhi oleh perubahan parameter modifikasi pada sistem suspensi. Gaya redam pada sistem suspensi asli dan modifikasi sebesar 399 N dan 526 N. Penentuan gaya redam tersebut didapatkan berdasarkan nilai damping ratio. Perubahan dimensi pada sistem suspensi hydraulic shock absorber tidak terlalu signifikan nilainya sehingga berdasarkan analisa kekuatan dengan pembebanan statis dan dinamis masih dalam batas aman. Pada sistem setengah kendaraan pada penggunaan sistem suspensi modifikasi dengan input bump modified respon penumpang untuk mencapai kondisi steady state kurang dari 1,5 detik. Sedangkan untuk input sinusoidal respon penumpang untuk mencapai kondisi steady state kurang dari 2 detik. Pada penggunaan sistem suspensi modifikasi hasil dari nilai RMS percepatan getaran penumpang masih memiliki nilai yang lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli. Sehingga dapat disimpulkan bahwa perubahan parameter modifikasi pada sistem suspensi hydraulic shock absorber memiliki kenyamanan yang lebih baik.

Kata kunci : sistem suspensi, hydrolic shock absorber, respon dinamis, sistem suspensi motor, kompresi, ekspansi.

MODELLING AND ANALYSIS OF THE EFFECT OF COMPRESSION AND EXPANSION SIDES AREA WITH VARIATION OF PISTON, ORIFICE, AND PISTON ROD DIAMETER TOWARDS DAMPING FORCE OF SHOCK ABSORBER AND DYNAMIC RESPONSE OF YAMAHA MIO J

Nama Mahasiswa : M Fauzi Rahman
NRP : 2112100135
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : 1. Dr. Wiwiek Hendrowati, St.,MT.
2. Dr. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng.

ABSTRACT

Technological and industrial development nowadays has developed rapidly. One of them is automotive industry. The large amount of spare parts imported to Indonesia has taken some influences to the national automotive industry. The weaker the exchange rate of rupiah against US dollar, the higher the national expenditure should be spent. One of the solution to offer is that developing the spare part by reducing the dimensions of the suspension system in motorcycle. This would decrease the amount of cost spent on the manufacturing process.

This research is conducted to redesign the parameters on the suspension system to get better efficiency. The analysis of the suspension system is done by modelling half of the vehicle. The improvement parameters are the variation of piston diameter (D_p) which is 0.02-0.018 m, the piston rod diameter which is 0.010-0.004 m and the variation of the orifice which is 0.002-0.001 m. After having some changes on those parameters, the research went to analyzing the piston rod. By the end, this research would not only present a better efficiency on the suspension system but also the comfort and safety for driving.

From the result on modified suspension system of hydraulic shock absorber, It is known that the damping force is influenced by this modification. The damping force of the original and modification suspension systems are 399 N and 526 N respectively. The determination of this damping force is based on the value of the damping ratio. The change of the suspension system of hydraulic shock absorber does not give a significant influence. Based on the analysis on static and dynamic force, the system is still in the safe limit. On a half vehicle system with the input of modified bump, the response of passenger to reach steady state is less than 1.5 seconds. While for sinusoidal input, passenger's response to the steady state condition is less than 2 seconds. The suspension with modification has lower value of vibration RMS acceleration compared to the original one. Thus, It can be concluded that parameter modification on hydraulic suspension of shock absorber has a better comfort value.

Key words : suspension system, hydrolic shock absorber, dynamic response, compresion, ekspansion.

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Orangtua penulis, khususnya Bapak Moch.Husni Thamrin dan Ibu Enur Nurhayati yang senantiasa mendoakan, mendorong, dan menyemangati penulis. Terimakasih karena telah menjadi bapak sekaligus ibu terbaik bagi penulis
2. Saudara kandung penulis, M Ramadhan Arrauf yang selalu mendoakan dan menjadi semangat penulis untuk segera menyelesaikan studinya.
3. Dr. Harus Laksana Guntur, ST.M.Eng yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
4. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT., Moch. Solichin, ST,. MT., dan Aida Annisa A.D., ST., MT. selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini.
5. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, atas ilmu yang telah diberikan kepada penulis selama ini.
6. Teman-teman angkatan M55 yang senantiasa memberi motivasi, menemani, dan meninggalkan banyak cerita indah bagi penulis selama 4.5 tahun ini.
7. Teman-teman kambing tapanuli, yang selalu memberikan banyak waktu untuk berfutsal ria selama 4.5 tahun ini
8. Teman Riset H.L.G sekaligus teman seperjuangan untuk lulus 4,5 tahun yang selalu memberikan dukungan dan bantuan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.

9. Teman-teman SAR. Sekaligus teman seperjuangan TOEFL yang saling memberikan semangat dan motivasi
10. Teman-teman SMA AL-Bayan yang senantiasa memberikan motivasi dan mengingatkan penulis untuk menyelesaikan masa perkuliahan di ITS

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xvii

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Tujuan	2
1.4. Batasan Masalah	3
1.5. Manfaat	3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Sistem Suspensi <i>Oleo Pneumatic Shock Absorber</i>	5
2.2 Sistem Suspensi <i>Hydro Pneumatic Shock Absorber</i>	7
2.3 Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i>	9
2.4 Konstruksi Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i>	13
2.5 Prinsip Kerja Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i> .	15
2.6 Teori Getaran <i>Base Excitation</i>	17
2.7 Transmisibilitas Gaya	17
2.8 Transmisibilitas Perpindahan	18
2.9 Persamaan Pada Mekanisme Hidrolik	20
2.10 Konservasi Massa pada Mekanika Fluida	21
2.11 Persamaan Fluida Minyak untuk Sistem Suspensi <i>Hydrolic Shock Absorber</i>	21
2.12 Pengaruh Percepatan terhadap Kenyamanan Pengendara ..	22
2.13 Analisa Kekuatan Material	24

BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian	27
3.2 Tahap Studi Literatur	30
3.3 Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi <i>Mono Tube Hydraulic</i>	31
3.3.1 Pemodelan Fisik Sistem Suspensi <i>Mono Tube Hydraulic</i>	31
3.3.2 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem Suspensi <i>Mono Tube Hydraulic</i>	32
3.3.3 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Suspensi <i>Mono Tube Hydraulic</i>	33
3.3.4 Analisa Grafik Sistem Suspensi <i>Mono Tube Hydraulic</i>	38
3.4 Analisa Kekuatan pada Piston	38
3.5 Pemodelan 3D pada Modifikasi <i>Hydraulic ShockAbsorber Shock Absorber</i>	40
3.6 Pemodelan dan Simulasi Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Hydraulic ShockAbsorber</i>	41

BAB IV PEMODELAN DINAMIS

4.1 Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i>	47
4.2 Pemodelan Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i>	50
4.3 Diagram Block	54
4.3.1 Input yang Digunakan	55
4.3.2 Diagram Blok Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i>	58
4.3.3 Diagram Blok Sistem Setengah Kendaraan Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i>	58

BAB V ANALISA PEMBAHASAN

5.1 Respon Dinamis Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i> dengan Variasi Diameter Piston, Piston Rod, dan Orifice...	60
5.2 Analisa Kekuatan Material Piston.....	74
5.3 Respon Dinamis Penumpang dari Sistem Setengah Kendaraan Akibat Input Sinusoidal Variasi Kecepatan Kendaraan.....	79
5.4 Perbandingan Respon Dinamis antara Penggunaan Sistem Suspensi Asli dengan Sistem Suspensi Modifikasi pada Sistem Setengah Kendaraan Motor	81
5.5 Grafik RMS (Root Mean Square)	93
5.5.1 Grafik Perbandingan RMS Percepatan Body Penumpang pada Sistem Suspensi Asli dan Sistem Suspensi Modifikasi dengan Variasi Kecepatan Kendaraan.....	93
5.5.2 Grafik Displacement Transmibility pada Input Sinusoidal Variasi Kecepatan Kendaraan.....	97

BAB VI KESIMPULAN dan SARAN

6.1 Kesimpulan.....	105
6.2 Saran	106

DAFTAR PUSTAKA

BIODATA PENULIS

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang pesawat terhadap waktu dengan input bump modified (untuk landing)	5
Gambar 2.2	Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang pesawat terhadap waktu dengan input sinusoidal (untuk take off)	6
Gambar 2.3	Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter orifice ($D_o = 1-3 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi	9
Gambar 2.4	Sistem Suspensi Hydraulic Shock Absorber	10
Gambar 2.5	Respon tubuh pengendara berupa percepatan akibat input harmonik sebesar 0.03 m pada kecepatan (a) 20 km/jam , (b) 50 km/jam , (c) 80 km/jam	11
Gambar 2.6	Respon Gaya Redam terhadap Perpindahan dan kecepatan pada silinder hidrolik pasangan 5 cm dan 3 cm dengan pasangan diameter orifice 2 mm	12
Gambar 2.7	Respon Gaya Redam terhadap Perpindahan dan kecepatan pada silinder hidrolik pasangan 3 cm dan 1.8 cm dengan pasangan diameter orifice 2 mm	12
Gambar 2.8	Komponen Sistem Suspensi Hydraulic Shock Absorber	13
Gambar 2.9	Siklus Kompresi Sistem Suspensi Hydraulic Shock Absorber	16

Gambar 2.10	Siklus Ekspansi Sistem Suspensi Hydraulic Shock Absorber	17
Gambar 2.11	Base excitation (a) Sistem fisik base excitation (b) Free body diagram untuk sistem base excitation	17
Gambar 2.12	Transmibilitas Gaya	18
Gambar 2.13	Grafik variasi T_d dan ϕ terhadap r	19
Gambar 2.14	Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa	20
Gambar 2.15	Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume	21
Gambar 2.16	Grafik percepatan RMS (<i>Root Mean Square</i>) berdasarkan ISO 2631	23
Gambar 3.1	Diagram alir penyelesaian tugas akhir	28
Gambar 3.2	Komponen Shock Absorber motor Yamaha Mio J	31
Gambar 3.3	Model fisik rancangan sistem suspensi mono tube hydraulic	32
Gambar 3.4	Model matematis rancangan sistem suspensi Hydraulic ShockAbsorber	33
Gambar 3.5	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem suspensi hydraulic shock absorber dengan variasi diameter Piston Rod (D_{pr})	35
Gambar 3.6	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem suspensi hydraulic shock absorber dengan variasi diameter piston (D_p)	36
Gambar 3.7	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem suspensi hydraulic ShockAbsorber dengan variasi diameter penampang orifice (D_o)	37

Gambar 3.8	Model fisik sistem suspensi	40
Gambar 3.9	Komponen penyusun sistem suspensi	40
Gambar 3.10	Susunan komponen penyusun sistem suspensi	41
Gambar 3.11	Model matematis dari sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan F_d merupakan sistem suspensi Hydraulic Shock Absorber	42
Gambar 3.12	Diagram alir pembuatan persamaan gerak dari sistem setengah kendaraan	44
Gambar 4.1	Model Matematis Rancangan Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i>	47
Gambar 4.2	Penimbangan Bidang Datar	50
Gambar 4.3	FBD untuk sistem Setengah Kendaraan Motor	52
Gambar 4.4	Profil jalan dengan input <i>bump</i> yang dimodifikasi (a) $\gamma = 1$ (b) $\gamma = 3$ (c) $\gamma = 5$	56
Gambar 4.5	Profil Jalan dengan Input Sinusoidal	57
Gambar 4.6	FBD untuk sistem Setengah Kendaraan Motor	58
Gambar 4.7	Diagram Blok untuk Sistem Setengah Kendaraan Motor dengan Input <i>Bump Modified</i>	59
Gambar 4.8	Diagram Blok untuk Sistem Setengah Kendaraan Motor dengan Input Sinusoidal	60
Gambar 4.9	Diagram Blok untuk Input <i>Bump Modified</i>	61
Gambar 5.1	Respon Dinamis Sistem Suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i> dengan Variasi Diameter Piston, Piston Rod dan Orifice	64
Gambar 5.2	Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada diameter piston ($D_p = 0,02$ m), diameter piston rod ($D_{pr} = 0,01$ m),	

	dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = 0,002-0,001$ m) dengan variasi frekuensi67
Gambar 5.3	Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada diameter piston ($D_p = 0,02$ m), diameter piston rod ($D_{pr} = 0,008$ m), dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = 0,002-0,001$ m) dengan variasi frekuensi 68
Gambar 5.4	Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada diameter piston ($D_p = 0,02$ m), diameter piston rod ($D_{pr} = 0,006$ m), dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = 0,002-0,001$ m) dengan variasi frekuensi 69
Gambar 5.5	Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada diameter piston ($D_p = 0,018$ m), diameter piston rod ($D_{pr} = 0,01$ m), dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = 0,002-0,001$ m) dengan variasi frekuensi 71
Gambar 5.6	Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada diameter piston ($D_p = 0,018$ m), diameter piston rod ($D_{pr} = 0,008$ m), dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = (0,002-0,001$ m) dengan variasi frekuensi 72
Gambar 5.7	Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada diameter piston ($D_p = 0,018$ m), diameter piston rod ($D_{pr} = 0,006$ m), dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = (0,002-0,001$ m) dengan variasi frekuensi 73
Gambar 5.8	Skema Pembebanan Statis pada Sisi (a) Ekspansi (b) Kompresi 79
Gambar 5.9	Skema Pembebanan Dinamis 82
Gambar 5.10	Tegangan Equivalent terhadap Perubahan Frekuensi 83

Gambar 5.11	Respon penumpang akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan .	84
Gambar 5.12	Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input <i>bump modified</i> ($\gamma = 1$).....	86
Gambar 5.13	Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input <i>bump modified</i> ($\gamma = 3$).....	88
Gambar 5.14	Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang seperempat kendaraan mobil terhadap waktu dengan input <i>bump modified</i> ($\gamma = 5$).....	90
Gambar 5.15	Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 20$ km/h), dengan penggunaan sistem suspensi asli dan modifikasi	92
Gambar 5.16	Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 40$ km/h), dengan penggunaan sistem suspensi asli dan modifikasi	94
Gambar 5.17	Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 60$ km/h), dengan penggunaan sistem suspensi asli dan modifikasi	96
Gambar 5.18	Grafik respon percepatan RMS penumpang pada sistem setengah kendaraan motor	

	terhadap frekuensi dengan input sinusoidal dengan variasi kecepatan 20 km/jam, 40 km/jam, dan 60 km/jam.....	99
Gambar 5.19	Grafik Ketahanan Pengemudi terhadap Percepatan Penumpang	99
Gambar 5.20	Grafik Perbandingan <i>Displacement Transmibility</i> antara Penggunaan Sistem Suspensi Asli dengan Sistem Suspensi Modifikasi.....	102

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Nilai gaya redam maksimum untuk massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$) dan diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) pada masing-masing diameter <i>orifice</i> ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$)	8
Tabel 2.2	Reaksi kenyamanan terhadap percepatan – ISO 2631 ^[6]	23
Tabel 3.1	Parameter sistem suspensi <i>Hydraulic Shock Absorber</i>	34
Tabel 3.2	Material properties pada <i>cast iron</i>	38
Tabel 3.2	Parameter untuk simulasi sistem setengah kendaraan	42
Tabel 5.1	Parameter yang Digunakan saat Simulasi Respon Gaya Redam pada Sistem Suspensi	65
Tabel 5.2	Hasil Simulasi Pasangan Silinder Hidrolis Pada Diameter Piston Sebesar 0,02 m	74
Tabel 5.3	Hasil Simulasi Pasangan Silinder Hidrolis Pada Diameter Piston Sebesar 0,02 m	75
Tabel 5.4	Nilai C pada Pasangan Silinder Hidrolis dan Diameter Piston Sebesar 0,02 m	76
Tabel 5.5	Nilai C pada Pasangan Silinder Hidrolis dan Diameter Piston Sebesar 0,18 m	76
Tabel 5.6	Nilai a RMS pada Variasi Parameter Modifikasi....	78
Tabel 5.7	Nilai Tegangan Kerja Pada sisi Ekspansi dan Kompresi	80
Tabel 5.8	Nilai Tegangan Equivalent akibat Pembebanan Dinamis	82
Tabel 5.9	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump pada system suspensi asli dan modifikasi	87
Tabel 5.10	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump pada system suspensi asli dan modifikasi.....	89

Tabel 5.11	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump pada system suspensi asli dan modifikasi.....	91
Tabel 5.12	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 20$ km/h) pada system suspensi asli dan modifikasi	93
Tabel 5.13	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 40$ km/h) pada system suspensi asli dan modifikasi	95
Tabel 5.14	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 60$ km/h) pada system suspensi asli dan modifikasi	96
Tabel 5.15	Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan percepatan penumpang pada sistem suspensi <i>hydraulic shock absorber</i> asli dan modifikasi	98
Tabel 5.16	Ketahanan Tubuh Pengendara terhadap Kecepatan	100
Tabel 5.17	Data Simulasi Setengah Kendaraan dengan Penggunaan Suspensi Asli dan Modifikasi	101

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Saat ini perkembangan dunia industri dan teknologi terus mengalami kemajuan yang sangat pesat, salah satunya dibidang otomotif. Perkembangan yang terjadi berasal dari permintaan konsumen yang menginginkan kendaraan yang lebih baik. Berbagai macam teknologi otomotif telah ditemukan dan dikembangkan dalam upaya memberikan kondisi terbaik bagi masyarakat dalam berkendara.

Untuk mengatasi hal tersebut tentunya perlu dilakukan pengembangan terhadap spare part sepeda motor agar didapatkan hasil yang lebih efisien namun tetap memperhatikan kenyamanan dan keamanan saat berkendara. Salah satunya adalah sistem suspensi pada sepeda motor. Sistem tersebut memiliki fungsi sebagai penghubung badan kendaraan dengan roda, dengan tujuan untuk melindungi dari kejutan-kejutan yang timbul pada kendaraan. Dalam hal ini sering ditemukan suatu permasalahan yang timbul pada saat berkendara yaitu getaran yang berlebihan. Getaran ini apabila tidak diantisipasi maka akan menyebabkan kegagalan pada mesin, berkurangnya tingkat keamanan pada kendaraan bermotor serta perasaan tidak nyaman pada penumpang.

Dalam tugas akhir ini, dilakukan redesign suspensi kendaraan motor mio J dengan merubah parameter-parameter yang terdapat pada sistem suspensi untuk mendapatkan hasil yang lebih efektif dan efisien. Analisis sistem suspensi yang dilakukan didasarkan pada pemodelan setengah kendaraan. Perubahan parameter yang ada pada sistem suspensi ini seperti variasi diameter piston (D_p) sebesar 0.02 – 0.018 m, variasi diameter piston rod sebesar 0.010 – 0.004 m dan variasi diameter orifice sebesar 0.002 – 0.001 m. Setelah melakukan perubahan parameter tersebut selanjutnya dilakukan analisa kekuatan pada piston rod. Sehingga dalam tugas akhir ini nantinya didapatkan suatu sistem

suspensi yang lebih efisien dan tetap memperhatikan kenyamanan dan keamanan saat berkendara.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Bagaimana pengaruh perubahan parameter diameter *orifice* silinder hidrolik, diameter piston, dan diameter piston rod pada *hydraulic shock absorber* terhadap gaya redam?
2. Bagaimana respon dinamis dari sistem setengah kendaraan sepeda motor terhadap perubahan parameter diameter *orifice*, diameter piston, dan diameter piston rod pada *hydraulic shock absorber*?
3. Bagaimana pengaruh perubahan parameter sistem suspensi *hydraulic shock absorber* terhadap kekuatan material piston?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Mengetahui pengaruh perubahan parameter diameter *orifice* silinder hidrolik, diameter piston, dan diameter piston rod pada *hydraulic shock absorber* terhadap gaya redam.
2. Mengetahui respon dinamis dari sistem setengah kendaraan sepeda motor terhadap perubahan parameter diameter *orifice*, diameter piston, dan diameter piston rod pada *hydraulic shock absorber*.
3. Mengetahui pengaruh perubahan parameter sistem suspensi *hydraulic shock absorber* terhadap kekuatan material piston

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Untuk simulasi, hanya digunakan sistem setengah kendaraan
2. Fluida kerja minyak pada silinder hidrolik diasumsikan *incompressible flow*.
3. Profil jalan dimodelkan sebagai input sinusoidal.
4. Parameter yang digunakan dalam simulasi didapat dari pengujian secara langsung maupun dari jurnal.
5. Tipe sepeda motor yang dimodelkan adalah Yamaha Mio J

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Memberikan informasi mengenai pengaruh perubahan parameter diameter *orifice* silinder hidrolik, diameter piston, dan diameter piston *rod* pada *hydraulic shock absorber* terhadap gaya redam.
2. Memberikan informasi mengenai respon dinamis dari sistem setengah kendaraan sepeda motor terhadap perubahan parameter diameter *orifice* silinder hidrolik, diameter piston, dan diameter piston rod pada *hydraulic shock absorber*
3. Memberikan informasi mengenai pengaruh perubahan parameter sistem suspensi *hydraulic shock absorber* terhadap kekuatan material piston.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Sistem Suspensi *Oleo Pneumatic Shock Absorber*

Pada tahun 2015, Yunita Hestiningrum, mahasiswa S1 Teknik Mesin ITS Surabaya melakukan penelitian mengenai perubahan sistem suspensi pada pesawat terbang Boeing 747-400 dimana penggunaan *shock absorber* jenis *hydro-pneumatic* diganti menjadi *oleo-pneumatic*. Penelitian ini bertujuan mengetahui pengaruh perubahan sistem suspensi terhadap gaya redam dan gaya pegas serta respon dinamis penumpang pesawat saat proses *landing* dan *take off*. Pemodelan dan analisis dilakukan dengan menggunakan software Matlab untuk mendapatkan karakteristik getaran sistem suspensi dengan perubahan parameter-parameter. Untuk mendapatkan nilai respon dinamis terhadap gaya redam saat kondisi *landing* dan kondisi *take off* persamaan yang digunakan seperti pada persamaan 2.1 dan 2.2.

Persamaan gaya redam untuk dua buah *oleo-pneumatic shock absorber* saat kondisi *landing* adalah :

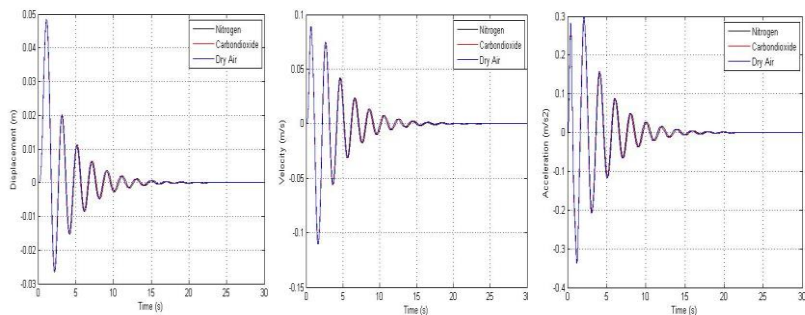
$$Fd = 2p_l A = 2 \cdot \frac{1}{2} \rho \frac{A^3}{\xi^2 A_0^2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 = \rho \frac{A^3}{\xi^2 A_0^2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 \quad (2.1)$$

Persamaan gaya redam untuk tiga buah *oleo-pneumatic shock absorber* saat kondisi *takeoff* adalah :

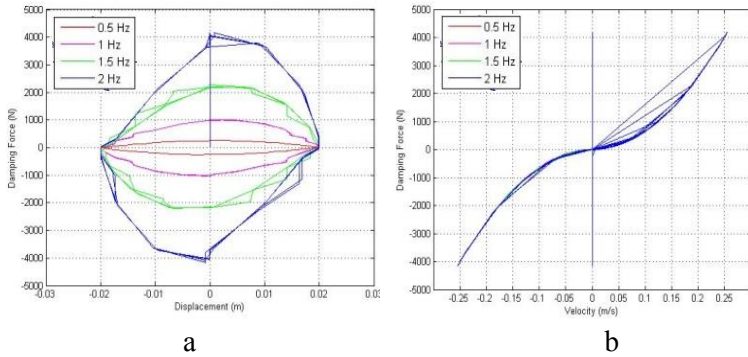
$$Fd = 3p_l A = 3 \cdot \frac{1}{2} \rho \frac{A^3}{\xi^2 A_0^2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 = 1.5 \rho \frac{A^3}{\xi^2 A_0^2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 \quad (2.2)$$

Dengan *input* yang digunakan berupa *input sinusoidal* dan *input bump modified* didapatkan bahwa semakin kecil luas penampang *orrifice* (A_0) maka semakin besar gaya redam yang dihasilkan. Dan semakin besar tekanan awal gas (P_0) pada *oleo-pneumatic sock absorber* maka gaya pegas yang dihasilkan semakin besar. Kemudian semakin besarnya volume awal gas (V_0)

maka gaya pegas akan semakin besar. Berikut adalah hasil simulasi dari respon suspensi berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan pada penumpang pesawat terhadap waktu. Untuk kondisi *landing*, didapatkan grafik pada Gambar 2.1 dimana respon *transient* yang dihasilkan hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 25 detik. Sementara untuk kondisi *take off*, didapatkan grafik pada Gambar 2.2 dimana dari ketiga jenis gas yang digunakan pada simulasi, hasil dari nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang adalah tidak ada keluhan (nyaman) apabila merujuk pada standar ISO 2631. Dengan asumsi kecepatan pesawat saat *take off* sebesar 196 knots = 362,992 km/jam, respon yang dihasilkan ketiga grafik tersebut hampir sama dan merupakan respon *steady state*, dimana mencapai kondisi *steady state* sebelum 15 detik.



Gambar 2.1 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang pesawat terhadap waktu dengan input bump modified (untuk landing)



Gambar 2. 1 Grafik respon perpindahan (a) dan kecepatan (b) terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho = 912 \text{ kg/m}^3$), luas penampang piston ($A=0,01376 \text{ m}^2$) dan luas penampang *orifice* ($A_o = 0,0006412$)

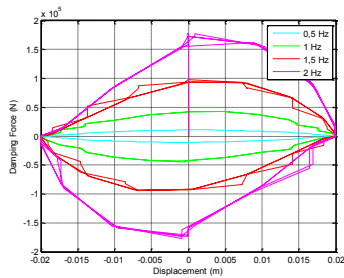
2.2 Sistem Suspensi *Hydro Pneumatic Shock Absorber*

Pengaruh perubahan parameter pada sistem suspensi *hydro-pneumatic* kembali diteliti oleh Istina Rahmawati, mahasiswa S1 Teknik Mesin ITS Surabaya, pada tahun 2016 dengan judul “Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro-Pneumatic* terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas Serta Respon Dinamis Mobil”. Dari penelitiannya didapatkan hasil bahwa semakin kecil diameter *orifice* (D_o) maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar, sesuai dengan persamaan 2.3. Semakin besar tekanan awal gas (P_o), maka gaya pegas yang dihasilkan semakin besar. Semakin besar volume awal gas (V_o) yang digunakan, maka gaya pegas yang dihasilkan semakin kecil.

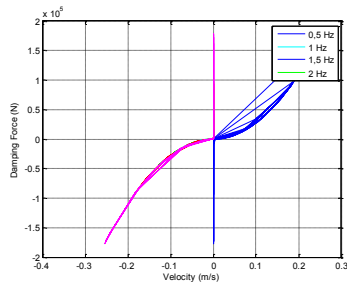
$$F_d = p_l A = \frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\xi A_o} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 \quad (2.3)$$

Tabel 2.1 Nilai gaya redam maksimum untuk massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$) dan diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) pada masing-masing diameter *orifice* ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$)

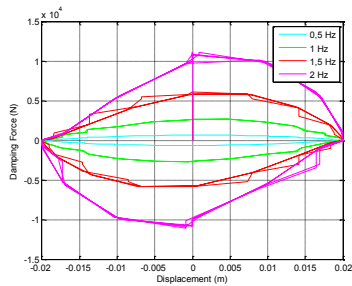
Diameter <i>Orifice</i> (D_o)	Gaya Redam			
	0,5 Hz	1 Hz	1,5 Hz	2 Hz
1 mm	10799 N	43198 N	97195 N	177880 N
2 mm	674,9667 N	2699,9 N	6074,7 N	11117 N
3 mm	133,3258 N	533,3032 N	1199,9 N	2196 N



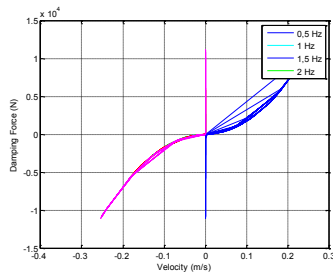
(a)
 $D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}$, $D_o = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$



(b)
 $D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}$, $D_o = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$



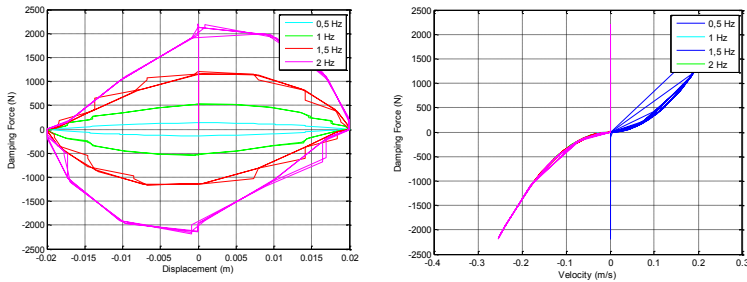
(c)



(d)

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 3 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 3 \times 10^{-3} \text{ m}$$



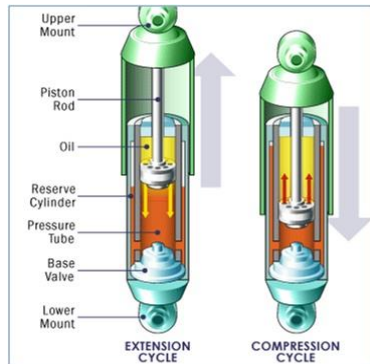
Gambar 2. 2 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter orifice ($D_o=1\text{-}3 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi

Dengan *input bump modified* dengan variasi jenis gas dan tekanan awal gas, respon kendaraan mencapai kondisi *steady state* kurang dari 2 detik, sementara untuk respon penumpang mencapai *steady state* kurang dari 1,5 detik. Sedangkan untuk input sinusoidal dengan variasi jenis gas dan tekanan awal gas, respon kendaraan dan penumpang mencapai kondisi *steady state* kurang dari 3 detik. Dari kedua jenis variasi jenis gas dan tekanan awal gas yang digunakan pada simulasi, hasil dari nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang adalah tidak ada keluhan (nyaman) apabila dibandingkan dengan standar ISO 2631 dan mencapai ketahanan lebih dari 24 jam. Untuk gaya tekan ban (*road holding*) untuk variasi jenis gas maupun tekanan gas bernilai positif, sehingga ban dalam posisi aman, yaitu masih menapak jalan.

2.3 System Suspensi Hydraulic Shock Absorber

Sistem suspensi merupakan salah satu bagian pada chasis sepeda motor yang berfungsi menyerap kejutan maupun getaran akibat permukaan jalan sehingga meningkatkan keamanan, kenyamanan dan stabilitas berkendara. Sistem suspensi dapat

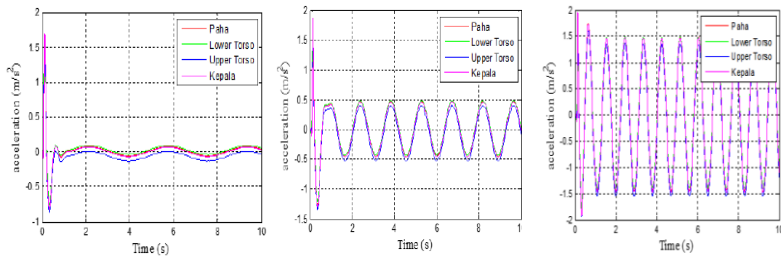
menjaga agar ban selalu kontak dengan permukaan jalan, selain itu sistem suspensi juga berfungsi untuk menopang body/rangka sepeda motor. Pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* fluida kerja yang digunakan sebagai medium kerjanya adalah oli atau minyak *shock absorber*. Seperti pada gambar 2.4.



Gambar 2. 3 Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

Pemodelan pengendara dan sepeda motor pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* pernah dilakukan oleh Chika Olviani dengan sistem 8 derajat kebebasan yang terdiri dari massa roda depan, massa roda belakang, massa bodi motor, massa paha, massa *lower torso*, massa *upper torso*, dan massa kepala. Dari hasil simulasi didapatkan nilai percepatan maksimum pada tubuh pengendara karena pemberian input harmonik minimum sebesar 0.01 m pada kecepatan maksimal (80 km/jam), nilai RMS percepatan tubuh pengendara dari paha, lower torso, upper torso dan kepala berturut-turut adalah 0.4906 m/s², 0.5451 m/s², 0.5092 m/s², dan 0.5145 m/s². Kemudian pemberian input harmonik maksimal sebesar 0.03 m pada kecepatan maksimal (80 km/jam), nilai RMS percepatan tubuh pengendara dari paha, lower torso, upper torso dan kepala berturut-turut adalah 1.472 m/s², 1.635 m/s², 1.528 m/s², dan 1.544 m/s². Berdasarkan ISO 2631, nilai percepatan hasil simulasi pada kecepatan 20 km/jam pada semua input tubuh pengendara dari paha, lower torso, upper torso dan

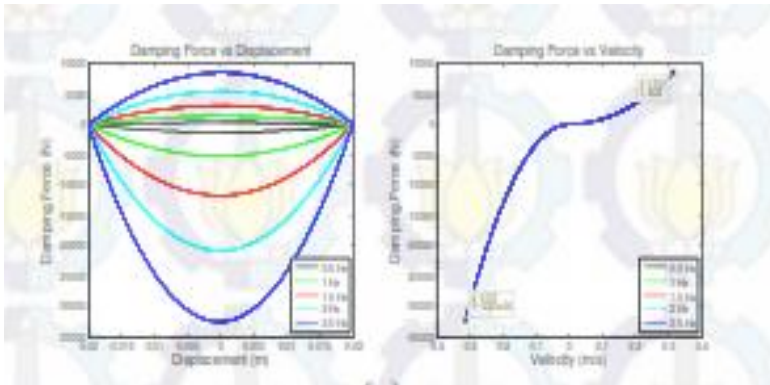
kepala berada di bawah standart kenyamanan. Sedangkan pada kecepatan 50 km/jam dan 80 km/jam pada semua input harmonik nilai percepatan dari hasil simulasi masih berada pada standart kenyamanan karena kurang dari 2 m/s^2 , tetapi sudah terasa adanya ketidaknyamanan.



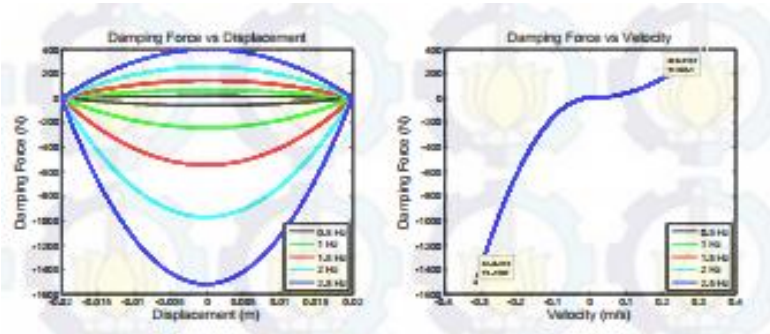
Gambar 2. 4 Respon tubuh pengendara berupa percepatan akibat input harmonik sebesar 0.03 m pada kecepatan (a) 20 km/jam, (b) 50 km/jam, (c) 80 km/jam

Pemodelan dan analisis pengaruh variasi luasan orifice terhadap gaya redam pernah dilakukan juga oleh Aulia Wardani pada tahun 2015. Dalam penelitian ini menggunakan sistem *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (HM RSA). Pada simulasi pada model seperempat kendaraan (quarter car model) dan HM RSA, didapatkan respon getaran akibat 2 jenis input, yaitu input sinusoidal dengan variasi kecepatan kendaraan dan input bump yang dimodifikasi. Sebelum dilakukan simulasi pada keseluruhan sistem, terlebih dahulu dilakukan simulasi pada HM RSA. Adapun simulasi awal yang dilakukan yaitu simulasi pada silinder hidrolik dengan variasi frekuensi (0.5 – 2.5 Hz), variasi diameter silinder hidrolik (5 cm - 3 cm dan 3 cm - 1.8 cm), dan variasi diameter orifice (2 mm, 4 mm, dan 6 mm). Dari hasil simulasi tersebut didapatkan perbedaan karakteristik dinamis dan daya listrik bangkitan yang dihasilkan pada variasi input (sinusoidal dan bump yang dimodifikasi). Selain itu, dari kedua jenis input akan dibandingkan pula antara HM RSA dengan nilai konstanta redaman C tertentu yang dipasang pada quarter car.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa semakin kecil luasan suatu orifice maka gaya redamnya semakin besar. Seperti gambar 2.6



Gambar 2.6 Respon Gaya Redam terhadap Perpindahan dan Kecepatan pada Silinder Hidrolik pasangan 5 cm dan 3 cm dengan pasangan diameter orifice 1 konstan sebesar 2 mm dan diameter orifice 2 sebesar 2 mm



Gambar 2.7 Respon Gaya Redam terhadap Perpindahan dan Kecepatan pada Silinder Hidrolik pasangan 3 cm dan 1.8 cm dengan pasangan diameter orifice 1 konstan sebesar 2 mm dan diameter orifice 2 sebesar 2 mm

2.4 Konstruksi Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

Sistem suspensi terdiri dari dua komponen penyusun utama yaitu spring dan damper. Spring berfungsi untuk menyerap kejutan dari jalan dan getaran roda-roda agar tidak diteruskan ke bodi secara langsung sedangkan damper berfungsi untuk meredam gerakan ayunan pegas saat melewati permukaan jalan yang tidak rata. Pantulan akibat pegas tersebut mengakibatkan motor sulit dikendalikan dan tidak nyaman. Oleh karena itu, sebuah sistem suspensi membutuhkan komponen untuk mendisipasi energi yang tersimpan pada pegas seperti pada gambar 2.5.



Gambar 2. 8 Komponen Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

Shock absorber memiliki bagian-bagian sebagai berikut:

1. Eye

Eye merupakan bagian dari shock absorber yang berfungsi sebagai penahan atauudukan antara shock absorber dengan chassis kendaraan. Eye memiliki bentuk bulat yang bagian dalamnya terdapat karet dan bushing untuk masuk kedalam baut pemegang shock.

2. Spring

Spring biasa disebut pula per atau pegas. Komponen ini mempunyai bentuk ulir melingkar yang berfungsi untuk menahan beban kendaraan dan memberikan fungsi elastisitas pada suspensi,

spring juga berfungsi untuk menahan beban dan membantu proses rebound.

3. Piston

Piston merupakan bagian dari shock absorber yang berfungsi untuk mengatur kinerja sirkulasi fluida yang ada didalam tabung sok (shock tube). Bagian piston yang ada di shock absorber ini, terdiri dari beberapa bagian pula. Misalnya, ring piston dan valve yang berfungsi untuk menahan kompresi tekanan di tabung (tube).

4. Piston Rod

Piston rod merupakan bagian dari shock absorber yang berfungsi sebagai jalur penopang dan dudukan piston. Terutama dibagian ujung. Piston akan ditahan oleh mur yang berada di bagian atas main shaft. Panjangnya piston rod (as) juga mempengaruhi panjang langkah atau stroke. Semakin panjang as, maka stroke juga akan semakin panjang. Begitu pula sebaliknya.

5. Damper

Damper merupakan bagian dari shock absorber yang berfungsi untuk meredam beban yang diterima ketika terjadi proses rebound. Maka dari itu, hubungan antara damper dengan spring sangat erat. Damper ini berfungsi untuk meredam gaya ke atas dari elastis spring dan menambah fungsi spring, ketika terjadi proses rebound akan terdengar bunyi keras akibat benturan part yang satu dengan part yang lainnya.

6. Tabung (Tube)

Tabung (tube) merupakan bagian dari shock absorber yang berfungsi sebagai bagian penampung oli atau gas. Ketika shock absorber bekerja, maka oli atau gas akan mengisi bagian luar tabung. Dalam perkembangannya, sekarang ini terbagi menjadi model mono tube dan double tube. Model tabung double tube cenderung lebih kuat ketimbang model mono tube. Biasanya model mono tube memiliki tabung dibagian atas. Sedangkan double tube, umumnya berada dibagian bawah.

7. Rebound Adjuster

Rebound Adjuster merupakan bagian dari shock absorber yang berfungsi untuk menghambat atau melancarkan sirkulasi oli.

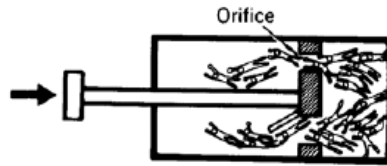
Semakin dihambat sirkulasi oli, maka rebound yang dihasilkan lambat. Sebaliknya, jika dilancarkan, maka rebound semakin cepat.

8. Yoke

Yoke disebut jugaudukan sok bagian bawah. Fungsi dari yoke sama dengan fungsi dari eye. Yoke merupakan bagian dari shock absorber yang berfungsi sebagai penahan atau dudukan antara shock absorber dengan chassis kendaraan bagian bawah. Yoke memiliki bentuk dudukan shock absorber bermodel U yang terdapat karet dan bushing untuk masuk kedalam baut pemegang shock.

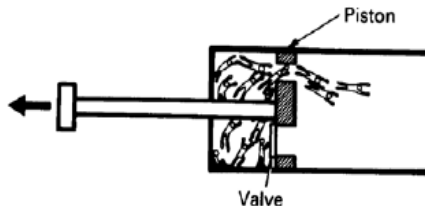
2.5 Prinsip Kerja Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

Saat shock absorber ditekan karena gaya osilasi dari pegas suspensi, maka gerakan yang terjadi adalah shock absorber mengalami pemendekan ukuran. Siklus kompresi terjadi ketika piston bergerak ke bawah, menekan fluida hidrolik di dalam ruang bawah piston. Dan minyak shock absorber yang berada dibawah piston akan naik keruang atas piston melalui lubang yang ada pada piston. Sementara lubang kecil (*orifice*) pada piston tertutup karena katup menutup saluran orifice tersebut. Penutupan katub ini disebabkan karena peletakan katup yang berupa membran (plat tipis) dipasangkan dibawah piston, sehingga ketika minyak shock absorber berusaha naik ke atas maka katup membran ini akan terdorong oleh shock absorber dan akilbatnya menutup saluran orifice. Jadi minyak shock absorber akan menuju ke atas melalui lubang yang besar pada piston, sementara minyak tidak bisa keluar melalui saluran oriface pada piston. Pada saat ini shock absorber tidak melakukan peredaman terhadap gaya osilasi dari pegas suspensi, karena minyak dapat naik ke ruang di atas piston dengan sangat mudah.



Gambar 2. 9 Siklus Kompresi Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

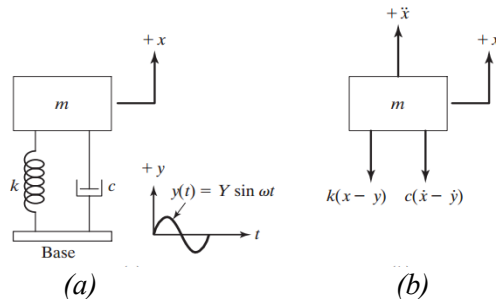
Pada saat memanjang piston di dalam tabung akan bergerak dari bawah naik ke atas. Gerakan naik piston ini membuat minyak shock absorber yang sudah berada diatas menjadi tertekan. Minyak shock absorber ini akan mencari jalan keluar agar tidak tertekan oleh piston terus. Maka minyak ini akan mendorong katup pada saluran oriface untuk membuka dan minyak akan keluar atau turun ke bawah melalui saluran oriface. Pada saat ini katup pada lubang besar di piston akan tertutup karena letak katup ini yang berada di atas piston. Minyak shock absorber ini akan menekan katup lubang besar, piston ke bawah dan mengakibatkan katup ini tertutup. Tapi letak katup saluran oriface membuka karena letaknya berada di bawah piston, sehingga ketika minyak shock menekan ke bawah katup ini membuka. Pada saat ini minyak shock absorber hanya dapat turun ke bawah melalui saluran *orifice* yang kecil. Karena salurannya yang kecil, maka minyak shock absorber tidak akan bisa cepat turun ke bawah alias terhambat. Di saat inilah shock absorber melakukan peredaman terhadap gaya osilasi pegas suspensi.



Gambar 2. 10 Siklus Ekspansi Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

2.6 Teori Getaran *Base Excitation*

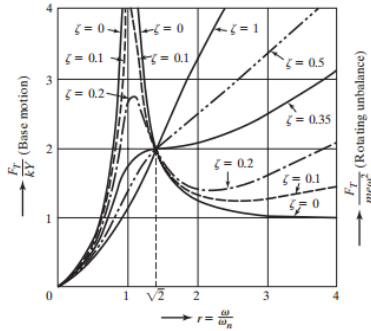
Akibat adanya eksitasi input $y(t)$, memungkinkan suatu sistem pegas-massa-peredam mengalami gerak harmonik seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.9(a). Eksitasi input $y(t)$ menyatakan perpindahan dari *base*, dan $x(t)$ menyatakan perpindahan massa dari posisi kesetimbangan statis pada waktu t . Sehingga perpanjangan dari pegas adalah $(x - y)$ dan kecepatan relatif antara kedua ujung *dampers* adalah $(\dot{x} - \dot{y})$. Dari *free body diagram* yang ditunjukkan pada gambar 2.9(b), didapatkan persamaan gerak:



Gambar 2. 11 *Base excitation* (a) Sistem fisik *base excitation* (b) *Free body diagram* untuk sistem *base excitation*

2.7 Transmisibilitas Gaya (*Force Transmissibility*)

Rasio dari FT/kY diketahui sebagai *force transmissibility* dengan catatan gaya yang ditransmisikan berada pada fase yang sama dengan gerakan dari massa $x(t)$. Variasi dari gaya yang ditransmisikan ke permukaan jalan (*base*) dengan rasio frekuensi r dapat dilihat pada gambar 2.10. untuk nilai *damping ratio* (ζ) yang berbeda.

Gambar 2.12 Grafik *Force Transmibility*

Gaya, F , ditransmisikan ke permukaan jalan atau tumpuan bergantung pada reaksi dari pegas (*spring*). Gaya tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = -m\ddot{x} \quad (2.4)$$

$$F = m\omega^2 X \sin(\omega t - \phi) = F_T \sin(\omega t - \phi) \quad (2.5)$$

Dimana F_T adalah amplitudo atau nilai maksimum dari gaya yang ditransmisikan ke permukaan jalan, dirumuskan sebagai berikut:

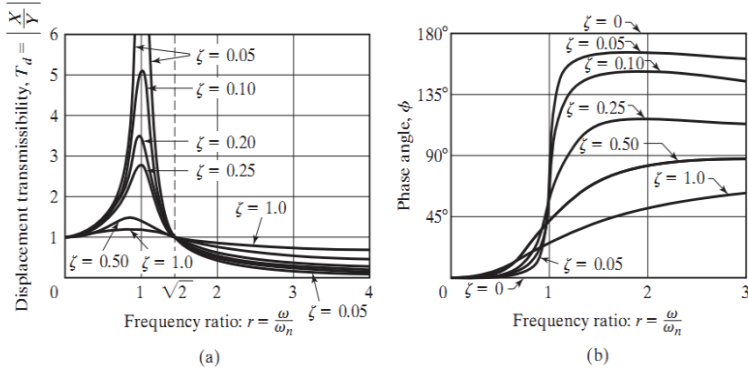
$$\frac{F_T}{kY} = r^2 \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (2.6)$$

2.8 Transmisibilitas Perpindahan (*Displacement Transmissibility*)

Rasio dari amplitudo respon $x_p(t)$ terhadap *base motion* $y(t)$, yaitu $\frac{x}{y}$, disebut dengan *displacement transmissibility*. *Displacement transmissibility* adalah seberapa besar respon gerakan yang ditransmisikan dari input jalan ke massa kendaraan dengan variasi frekuensi saat berkendara. Grafik transmisibilitas perpindahan dapat dilihat pada gambar 2.11 di bawah ini.

$$T = \frac{X}{Y} = \frac{\text{input displacement}}{\text{output displacement}}$$

$$T = \frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2+(2\zeta r)^2}} \quad (2.7)$$



Gambar 2. 13 Grafik variasi T_d dan ϕ terhadap r

Berikut ini merupakan karakteristik yang didapat dari gambar 2.14a, yaitu:

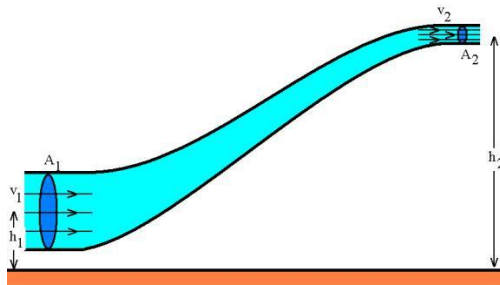
1. $T_d = 1$ saat $r = 0$ dan mendekati 1 untuk nilai r yang sangat kecil
2. Untuk sistem yang tak teredam ($\zeta = 0$), T_d menuju tak hingga saat $r = 1$ (resonansi)
3. Nilai $T_d < 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
4. Nilai $T_d = 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
5. Untuk $r < \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin besar T_d -nya. Sebaliknya, untuk $r > \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin kecil T_d -nya.
6. Nilai dari T_d mencapai maksimum untuk $0 < \zeta < 1$ pada saat $r = r_m < 1$. Perumusan r_m dapat ditulis sebagai berikut:

$$r_m = \frac{1}{2\zeta} \left[\sqrt{1 + 8\zeta^2} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.8)$$

2.9 Persamaan Pada Mekanisme Hidrolik

Persamaan Bernoulli menyatakan bahwa jumlah energi pada suatu titik di dalam suatu aliran tertutup sama besarnya dengan jumlah energi di titik lain pada jalur aliran yang sama. Prinsip ini diambil dari nama ilmuwan Belanda/Swiss yang bernama Daniel Bernoulli.

Dalam bentuknya yang sudah disederhanakan, secara umum terdapat dua bentuk persamaan Bernoulli; yang pertama berlaku untuk aliran tak-termampatkan (*incompressible flow*), dan yang lain adalah untuk fluida termampatkan (*compressible flow*). Berikut ini persamaan Bernoulli untuk aliran yang tak termampatkan (*incompressible flow*) :



Gambar 2. 14 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa

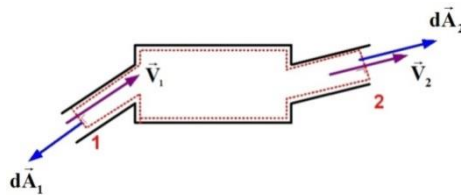
Persamaan Bernoulli :

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 \quad (2.9)$$

Keterangan:

- p_1 : Tekanan fluida pada kondisi 1 (N/m^2)
- p_2 : Tekanan fluida pada kondisi 2 (N/m^2)
- v_1 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 1 (m/s)
- v_2 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 2 (m/s)
- h_1 : Tinggi pipa kondisi 1 (m)
- h_2 : Tinggi pipa kondisi 2 (m)
- g : gravitasi bumi (9.8 m/s^2)

2.10 Konservasi Massa pada Mekanika Fluida



Gambar 2. 15 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume

$$\frac{dM}{dt}_{system} = 0 \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.11)$$

karena diasumsikan aliran incompressible, $\rho = \text{konstan}$, sehingga:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.12)$$

dimana

ρ	: massa jenis fluida (kg/m^3)
V	: volume fluida (m^3)
\vec{V}	: kecepatan (m/s)
A	: luas area (m^2)

2.11 Persamaan Fluida Minyak untuk Sistem Suspensi Hydraulic Shock Absorber

Gaya redam dipengaruhi oleh energi disipasi dari minyak yang mengalir melalui *orifice*. Minyak tersebut diasumsikan *incompressible fluid* dan p_l merepresentasikan perbedaan tekanan antara ruang bawah dan atas (MPa). Dari hukum konservasi massa

dan persamaan Bernoulli, maka didapat persamaan sebagai berikut :

$$A(\dot{x}_s) = A_0 v_l \quad (2.13)$$

$$p_l = \frac{1}{2} \rho (v_l^2 - (\dot{x}_s)^2) \quad (2.14)$$

dimana

A_0 : luas penampang *orifice* = $\pi D_o^2 / 4$ (m²)

v_l : kecepatan minyak yang mengalir melalui *orifice* (m/s²)

\dot{x}_s : kecepatan piston relatif terhadap daerah di luar silinder dari *hydraulic shock absorber* (m/s²)

ρ : densitas dari minyak (kg/m³)

A : luas permukaan piston = $\pi D_p^2 / 4$ (m²)

Sehingga gaya redamannya dapat dituliskan sebagai berikut :

$$Fd = p_l A \quad (2.15)$$

2.12 Pengaruh Percepatan terhadap Kenyamanan Pengendara

Gerakan utama yang dialami pengemudi selama mengemudi adalah berupa percepatan atau perlambatan dan getaran. Unit dasar yang digunakan sebagai ukuran dari percepatan yang dialami manusia adalah berbasis pada gaya gravitasi yang diringkaskan G. Seseorang yang jatuh bebas dimana percepatan jatuhnya adalah 9,81 m/s² dikatakan mengalami percepatan sebesar 1 G. Toleransi manusia terhadap percepatan ditunjukkan pada gambar 2.2. Gambar tersebut menunjukkan level percepatan rata-rata untuk bermacam arah gerakan yang mampu ditahan oleh tubuh manusia.

Informasi ketahanan badan manusia terhadap percepatan merupakan hal yang sangat penting sebagai referensi dalam perancangan ketahanan bodi kendaraan terhadap *impact*. Jika pada saat kendaraan mengalami *impact* dimana pengemudi atau penumpang mendapat percepatan atau perlambatan melebihi yang

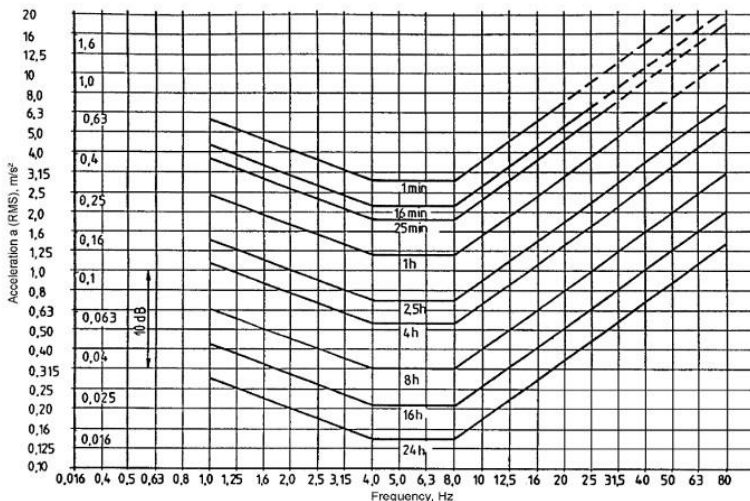
mampu didukung oleh badan, maka akan dapat membahayakan pengemudi dan penumpang kendaraan tersebut.

Untuk kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepatan menurut standart ISO 2631, ditampilkan pada tabel berikut:

Tabel 2.2 Reaksi kenyamanan terhadap percepatan – ISO 2631

No.	Getaran	Keterangan
1.	$a < 0.315 \text{ m/s}^2$	Tidak ada keluhan
2.	$0.315 \text{ m/s}^2 < a < 0.63 \text{ m/s}^2$	Sedikit tidak nyaman
3.	$0.5 \text{ m/s}^2 < a < 0.1 \text{ m/s}^2$	Agak tidak nyaman
4.	$0.8 \text{ m/s}^2 < a < 1.6 \text{ m/s}^2$	Tidak nyaman
5.	$1.25 \text{ m/s}^2 < a < 2.5 \text{ m/s}^2$	Sangat tidak nyaman
6.	$a > 2 \text{ m/s}^2$	Amat sangat tidak nyaman

Untuk kriteria ketahanan pengemudi berdasarkan besar percepatan menurut standart ISO 2631, ditampilkan pada gambar 2.14 dibawah ini.



Gambar 2. 16 Grafik percepatan RMS (*Root Mean Square*) berdasarkan ISO 2631

Selain berdasarkan tingkat kenyamanan, acuan baik tidaknya suspensi kendaraan juga dilihat berdasarkan tingkat keamanan. Suspensi dapat dikatakan relatif aman jika roda dan permukaan jalan melekat dengan baik atau diusahakan defleksi pada roda seminimal mungkin. Defleksi maksimum dari suspensi depan sebesar 10 cm, sedangkan untuk suspensi belakang maksimum sebesar 12 cm.

2.13 Analisa Kekuatan Material

2.13.1 Kekuatan Material

Suatu sistem struktur yang menanggung beban luar (external forces) akan menyebabkan timbulnya gaya dalam (internal forces) pada elemen-elemen penyusun struktur tersebut, gaya dalam berfungsi untuk menahan beban yang bekerja sesuai dengan hukum keseimbangan (equilibrium). Apabila gaya dalam bertambah maka akan menyebabkan bertambahnya tahanan dalam material yang digunakan sampai mencapai suatu nilai maksimum, jika penambahan beban masih terus dilanjutkan maka akan terjadi kegagalan pada elemen struktur tersebut. Batas maksimum kemampuan elemen struktur dalam memberikan tahanan guna melawan beban luar yang bekerja disebut sebagai kekuatan, selanjutnya kekuatan struktur sangat dipengaruhi oleh material yang digunakan, jenis pembebanan, sistem struktur, temperatur, jangka waktu pembebanan dan lain sebagainya. Kriteria kekuatan juga berhubungan dengan material, hal ini tergantung pada besarnya gaya tarik-menarik dan tolak-menolak antar atom-atom penyusun material yang digunakan pada elemen struktur sebagai hasil dari perubahan jarak antar atom (interatomic spacing) akibat bekerjanya gaya luar. Analisis kekuatan bahan perlu mempertimbangkan intensitas gaya dalam yang bekerja untuk menahan seluruh beban luar yang bekerja pada elemen struktur. Intensitas gaya dalam yang bekerja pada setiap titik material disebut sebagai tegangan, sedangkan tegangan maksimum yang terukur pada saat terjadinya kegagalan disebut sebagai kekuatan bahan.

2.13.1 Tegangan

Tegangan merupakan intensitas gaya dalam pada elemen struktur sebagai reaksi terjadinya deformasi yang timbul akibat bekerjanya beban luar, pada umumnya intensitas gaya ini berarah miring pada bidang potongan. Dalam praktek keteknikan intensitas gaya tersebut diuraikan menjadi tegak lurus dan Komponen Tegangan Normal dan Geser dari Tegangan Tegangan normal merupakan intensitas gaya yang bekerja tegak lurus terhadap potongan tampang melintang, apabila tegangan normal tersebut bekerja ke arah luar dari penampang maka disebut sebagai tegangan tarik dengan tanda positif, sedangkan tegangan yang menuju potongan tampang disebut tegangan tekan dengan tanda negatif. Besarnya tegangan normal dihitung menurut Persamaan

$$\sigma = P/A \quad (2.16)$$

2.12.3 Safety Factor (SF)

Safety Factor adalah faktor yang dimasukan untuk dijadikan sebagai batas keamanan pada suatu desain bila diberikan beban yang berlebihan dari beban yang diizinkan. Tujuan dibuatnya *safety factor* adalah untuk memastikan bahwa desain yang telah dibuat tidak terjadi kegagalan apabila diberikan beban yang berlebihan. Menurut D.G Ulman *safety factor* dibagi menjadi 5 faktor, yaitu *material properties factor*, *stress factor geometry factor*, *failure analysis factor*, and *desired realibility factor*, di mana setiap factor memiliki nilai tersendiri sesuai dengan definisinya. Berikut adalah nilai safety factor yang disebabkan akibat pembebanan dinamis dan pembebanan statis seperti pada tabel 2.3

Tabel 2.3 Nilai Safety Factor berdasarkan jenis beban

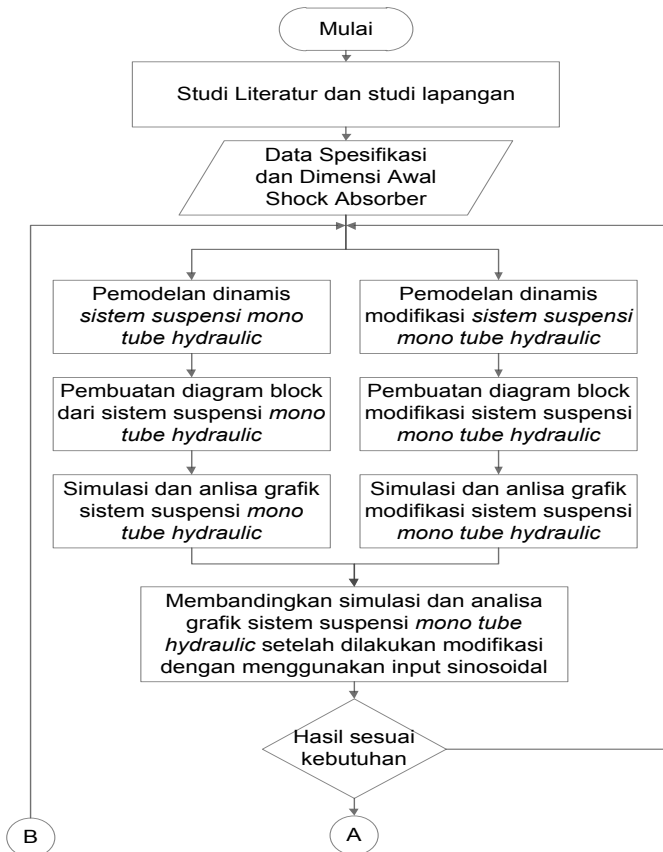
Jenis Beban	Nilai Safety Factor (SF)
• Beban Statis	1,25 – 2
• Beban Dinamis	2 – 3

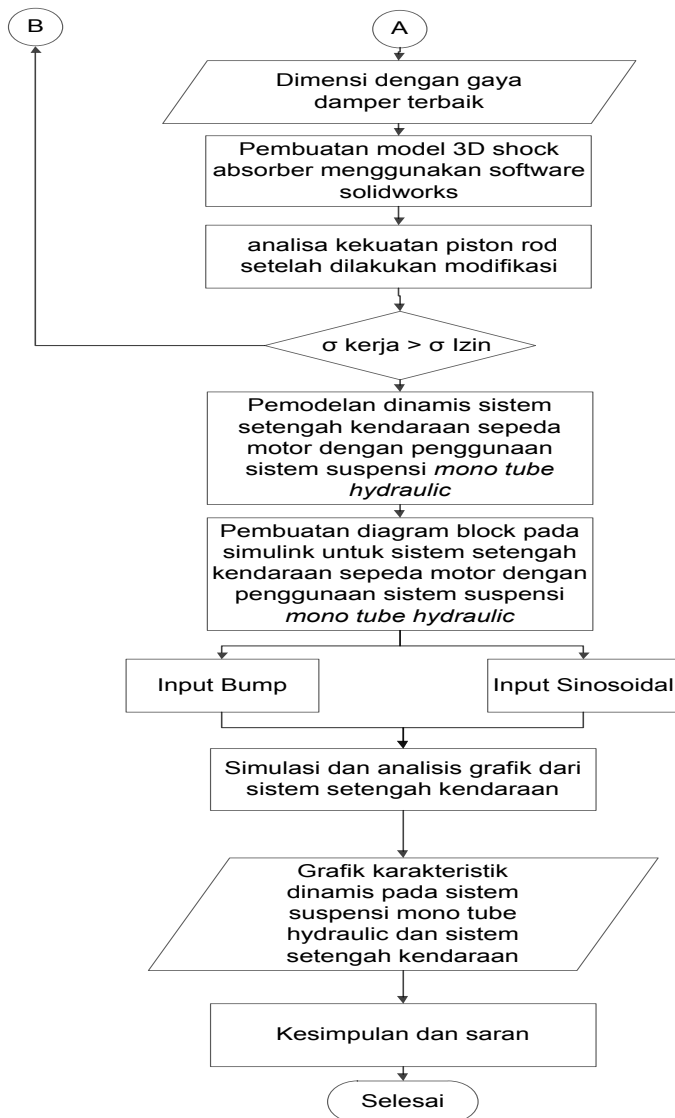
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian

Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan dan kecepatan dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber* pada motor Yamaha Mio J . Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3. 1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1, dimulai dari studi literatur mengenai sistem suspensi *hydraulic shock absorber* dan studi lapangan dengan membongkar suspensi *hydraulic shock absorber* pada motor Yamaha Mio J. Langkah selanjutnya yaitu pemodelan fisik dari matematis untuk sistem suspensi *hydraulic shock absorber*. Kemudian membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Selanjutnya adalah membuat blok diagram pada MATLAB Simulink dengan input sinusoidal. Dari Simulink tersebut, didapatkan grafik karakteristik gaya redam dengan variasi dimensi luas penampang orifice, luas penampang piston, serta diameter *piston rod*. Selanjutnya dari hasil modifikasi parameter sistem suspensi *hydraulic shock absorber* didapatkan perubahan dimensi sistem suspensi yang terdiri dari diameter piston, diameter piston rod serta diameter orifice. Setelah didapatkan dimensi yang baru selanjutnya adalah pembuatan 3D model modifikasi pada *hydraulic shock absorber*. Selanjutnya dilakukan analisa kekuatan pada *piston rod* untuk mengetahui apakah modifikasi shock absorber itu aman atau tidak untuk diaplikasikan. Untuk selanjutnya, sistem suspensi *hydraulic shock absorber* ini dipasangkan pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dan menggunakan langkah yang sama, yaitu dengan membuat model fisik dan matematis serta dengan variasi parameternya. Selanjutnya membuat blok diagram dengan *input* sinusoidal. Dari simulasi tersebut didapatkan grafik karakteristik dinamis dari sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan penggunaan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* dan variasi parameternya serta gaya tekan dari ban kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* pada sepeda motor. setelah itu dilakukan analisis dari grafik tersebut dan membuat perbandingan dari grafik tersebut, manakah variasi parameter yang menghasilkan gaya damper terbaik untuk sistem setengah kendaraan sepeda motor untuk membuat modifikasi dimensi pada *hydraulic shock absorber*. Terakhir membuat kesimpulan berdasarkan hasil yang didapatkan yang berhubungan dengan kenyamanan penumpang

dan keamanan pengaplikasian modifikasi shock absorber dan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.2 Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam menganalisis sistem suspensi *hydraulic shock absorber* pada sepeda motor. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan tugas akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, sistem mekanis getaran translasi, sistem hidrolik, proses *adiabatic*, serta pembuatan blok diagram pada program MATLAB Simulink. Sedangkan studi lapangan yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber* yang digunakan dalam pemodelan dan simulasi sistem dengan cara pembongkaran *shock absorber*. Nilai parameter tersebut adalah berupa data teknis dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber* yang meliputi dimensi *shock absorber*, massa sepeda motor saat kosong, massa maksimum sepeda motor dengan adanya penumpang, massa roda belakang sepeda motor, dan kecepatan saat berjalan dari sepeda motor Yamaha Mio J.

Untuk studi literatur, referensi didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Sedangkan studi lapangan meliputi pengukuran dimensi sistem suspensi *hydraulic shock absorber* seperti pada gambar 3.2,



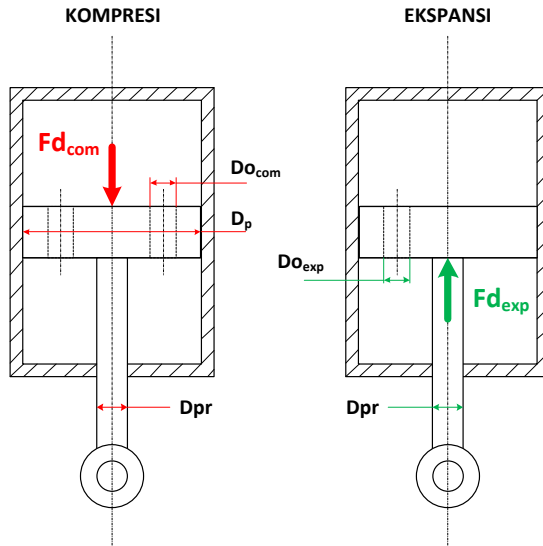
Gambar 3. 2 Komponen *Shock Absorber* motor Yamaha Mio J

3.3 Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi *Mono Tube Hydraulic*

3.3.1 Pemodelan Fisik Sistem Suspensi *Mono Tube Hydraulic*

Model sistem suspensi *hydraulic shock absorber* pada sepeda motor digambarkan seperti gambar 3.3. Peredam (*absorber*) adalah komponen utama dari sistem pasif. Sistem ini terdiri dari sebuah ruang atas dengan luasan tertentu. Ruang tersebut dibatasi oleh sebuah piston dengan diameter D_p yang didalamnya memiliki lubang-lubang kecil (*orifice*) berdiameter D_o . Volume atas pada ruang atas diisi dengan minyak. Desain absorber ini menghasilkan gaya redam. Saat sepeda motor berjalan, *shock-strut* mengalami kompresi dan ekspansi. Gerakan ini mendorong minyak mengalir melalui *orifice*, yang menghilangkan sejumlah energi akibat *impact* atau eksitasi. saat proses kompresi, minyak mengalir melewati lubang-lubang kecil menuju bagian bawah piston. Ketika energi yang tersimpan ini dilepaskan pada

proses ekspansi, *shock-strut* memanjang dan minyak mengalir melewati lubang-lubang kecil menuju bagian atas piston sehingga menghilangkan energi *impact* atau eksitasi tersebut. Siklus kompresi dan ekspansi ini terus terjadi hingga seluruh energi *impact* atau eksitasi saat sepeda motor berjalan menghilang.



Gambar 3. 3 Model fisik rancangan sistem suspensi *mono tube hydraulic*

3.3.2 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem Suspensi *Mono Tube Hydraulic*

Pemodelan matematis untuk sistem suspensi *hydraulic shock absorber* ini, seperti terlihat pada gambar 3.4, meliputi silinder hidraulik, piston, *orifice* dan fluida kerja di dalamnya yaitu minyak. Persamaan gaya redam yang digunakan adalah berupa F_d pada saat proses ekspansi dan kompresi dijabarkan sebagai berikut :

Persamaan gaya redam (F_d) saat proses kompresi dijabarkan sebagai berikut :

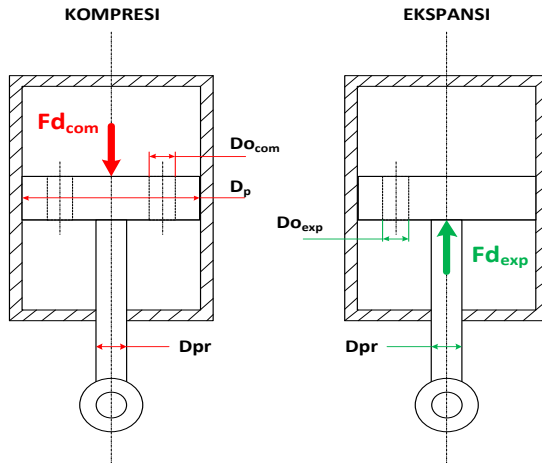
$$F_d = \Delta P \cdot A_k$$

$$F_d = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{o \text{ kompresi}}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2 \cdot A_p \quad 3.1$$

Persamaan gaya redam (F_d) saat proses ekspansi dijabarkan sebagai berikut :

$$F_d = \Delta P \cdot A_e$$

$$F_d = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{o \text{ ekspansi}}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2 \cdot (A_p - A_{pr}) \quad 3.2$$



Gambar 3. 4 Model matematis rancangan sistem suspensi *hydraulic shock absorber*

3.3.3 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Suspensi *Mono Tube Hydraulic*

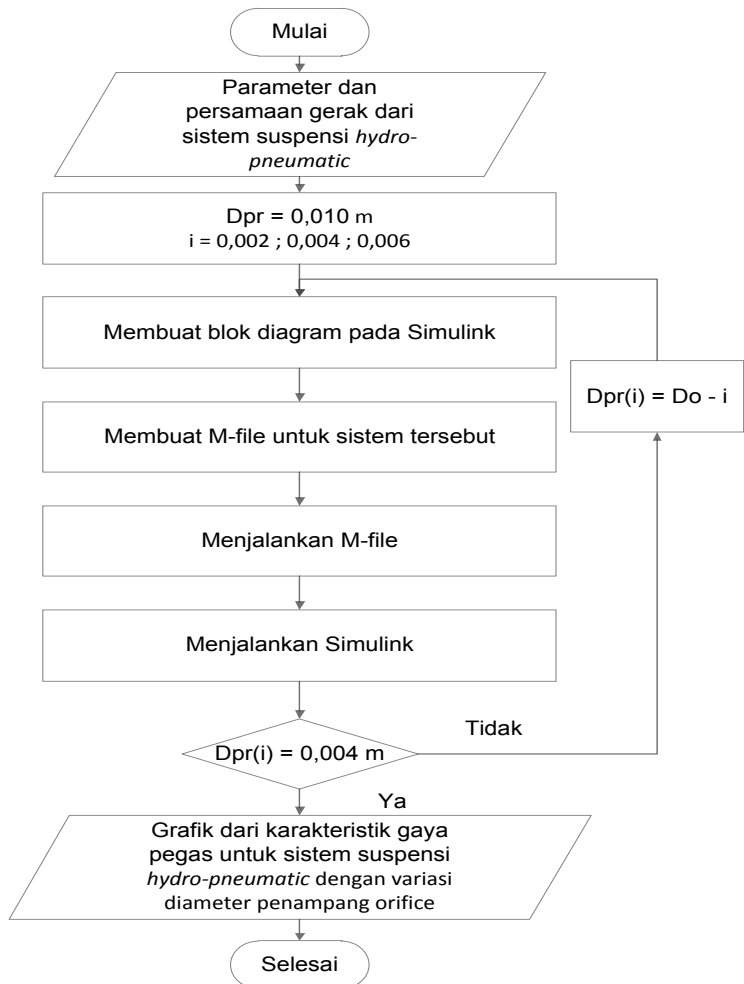
Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Berikut merupakan parameter yang digunakan untuk membuat simulasi sistem suspensi *hydraulic shock absorber* :

Table 3.1 Parameter awal sistem suspensi *hydraulic shock absorber*

Parameter	Nilai
Koefisien discharge <i>orifice</i> (ξ)	0,3
Diameter Piston Rod (D_{pr})	0,012 m
Diameter piston (D_p)	0,02 m
Diameter <i>orifice</i> ekspansi (D_{oe})	0,002 m
Diameter <i>orifice</i> kompresi (D_{ok})	0,002 m
Massa jenis minyak (ρ)	860 Kg/m ³

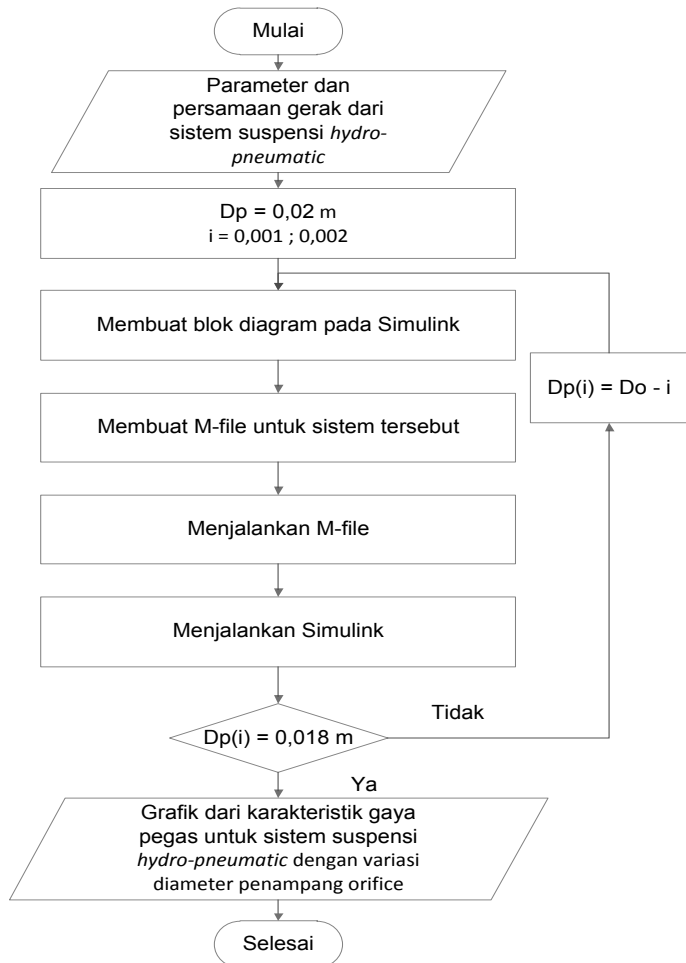
Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.5, 3.6, 3.7 . Input yang digunakan yaitu input sinusoidal dengan variasi frekuensi 0,5-2,5 Hz, variasi diameter piston (D_p) sebesar 0.02 – 0.018 m, variasi diameter piston rod sebesar 0.010 – 0.004 m dan variasi diameter orifice sebesar 0.002 – 0.001 m. Selanjutnya dilakukan simulasi untuk mendapatkan gaya redam yang optimal dengan menggunakan frekuensi dan diameter silinder hidrolik yang telah divariasikan sebelumnya.

- Variasi diameter piston rod (D_{pr})



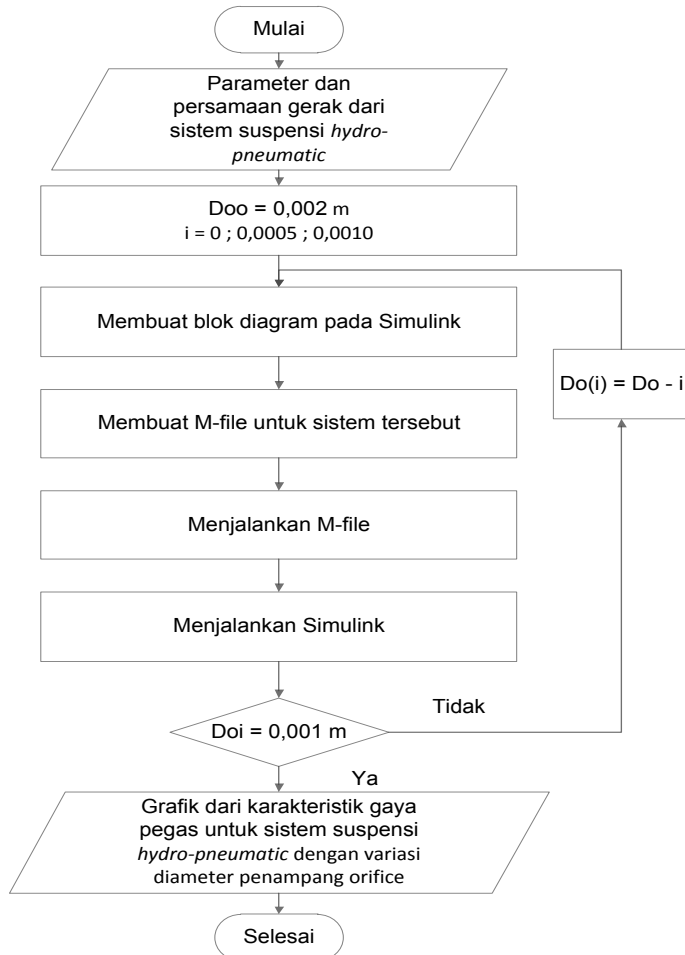
Gambar 3. 5 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber* dengan variasi diameter piston rod (D_{pr})

- Variasi diameter piston (D_p)



Gambar 3. 6 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber* dengan variasi diameter piston (D_p)

- Variasi Diameter Orifice (D_o)



Gambar 3. 7 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber* dengan variasi diameter orifice (D_o)

3.3.4 Analisa Grafik Sistem Suspensi *Mono Tube Hydraulic*

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk sistem suspensi *Hydraulic ShockAbsorber*, akan didapatkan grafik karakteristik gaya redam, yaitu berupa grafik gaya redam terhadap perpindahan maupun kecepatan dengan variasi diameter piston (D_p) sebesar 0.02 – 0.018, variasi diameter piston rod (D_{pr}) sebesar 0.010 – 0.004 dan variasi diameter orifice (D_o) sebesar 0.002 – 0.001. Dari hasil tersebut nantinya didapatkan gaya redam yang paling optimal dengan melakukan perubahan parameter dimensi diameter orifice, diameter piston dan diameter piston rod

Setelah itu grafik-grafik tersebut dianalisa dan diambil kesimpulan. Kemudian dipilih salah satu dari perubahan dimensi dengan gaya redam yang optimal untuk selanjutnya digunakan sebagai parameter sistem suspensi dengan penumpang pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* pada sistem setengah kendaraan sepeda motor.

3.4 Analisa Kekuatan pada Piston

Analisa kekuatan dilakukan untuk mengetahui distribusi tegangan yang terjadi pada piston . Analisis tegangan pada piston dilakukan dengan dua jenis pembebanan yaitu pembebanan statis dan pembebanan dinamis . Material yang digunakan pada *hydraulic shock absorber yamaha mio J* adalah besi tuang (*cast iron*). Berikut material *properties* yang akan digunakan pada tabel 3.2

Tabel 3.2 material *properties* pada *cast iron*

<i>Name</i>	<i>Iron, Cast</i>	
General	<i>Mass density</i>	7.15 g/cm ³
	<i>Yield strength</i>	758 MPa
	<i>Ultimate tensile strength</i>	884 MPa
	<i>Young's modulus</i>	120.5 GPa
Stress	<i>Poisson's ration</i>	0.3 ul
	<i>Shear modulus</i>	46. 3462 GPa

- Pembebanan Statis

Untuk mendapatkan nilai tegangan izin material, tegangan kerja saat ekspansi dan tegangan kerja pada proses kompresi dijabarkan pada persamaan sebagai berikut :

$$\text{Tegangan Izin} = \frac{\text{Yield Strength}}{\text{Safety Factor}} \quad 3.3$$

$$\text{Tegangan Kerja Ekspansi} = \frac{F_d \text{ ekspansi}}{A \text{ piston rod}} \quad 3.4$$

$$\text{Tegangan Kerja Kompresi} = \frac{F_d \text{ ekspansi}}{A \text{ piston rod}} \quad 3.5$$

$$\text{Tegangan Kerja} < \text{Tegangan Izin (AMAN)}$$

- Pembebanan Dinamis

Untuk menganalisa tegangan dinamis perlu diketahui tegangan equivalen yang bekerja. Dalam analisa pembebanan dinamis teori yang digunakan adalah teory soederberg. Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk menganalisa tegangan akibat pembebanan dinamis :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

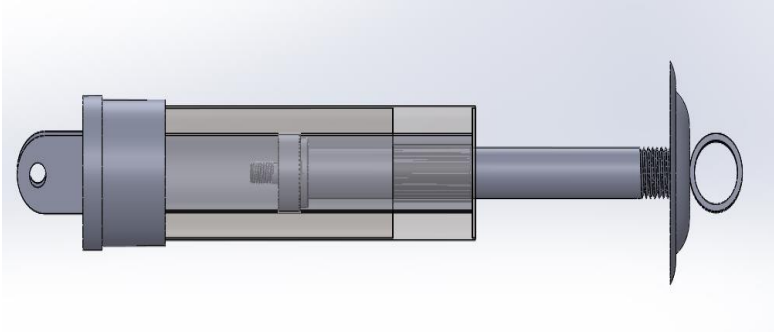
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_{a_{eq}} = \sigma_a \frac{S_y}{S_y \cdot \sigma_m}$$

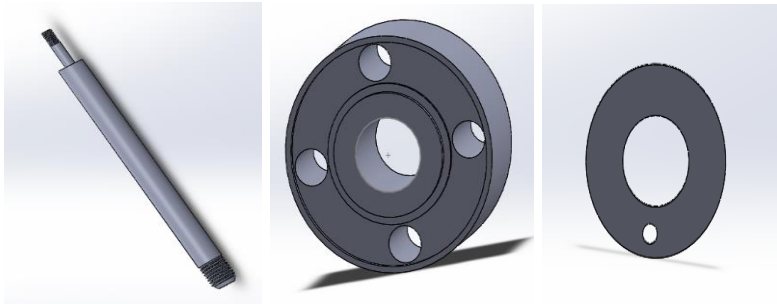
$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_y}$$

3.5 Pemodelan 3D pada Modifikasi *Hydraulic shock absorber*

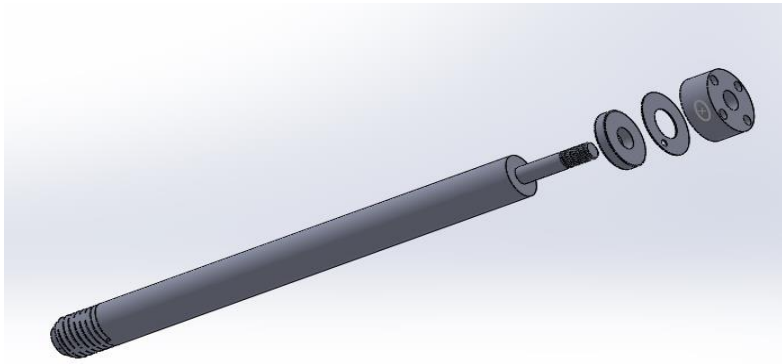
Setelah didapatkan dimensi terbaik dari sistem suspensi tersebut, selanjutnya dilakukan pemodelan 3D pada software solidworks seperti pada gambar 3.9, 3.10, 3.11.



Gambar 3. 8 Model fisik sistem suspensi



Gambar 3. 9 Komponen penyusun sistem suspensi

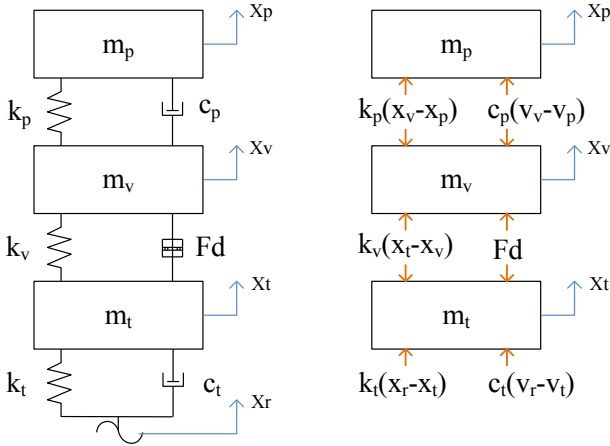


Gambar 3. 10 Susunan komponen penyusun sistem suspensi

3.6 Pemodelan dan Simulasi Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penumpang pada Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

3.6.1 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dengan Penumpang pada Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

Pemodelan yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah pemodelan setengah kendaraan dengan dua derajat kebebasan (3 DOF). Pada gambar 3.12 di bawah ini menunjukkan model sepeda motor yang meliputi, M_p yaitu massa penumpang, K_p mewakili konstanta pegas jok, C_p konstanta redaman jok, M_v yaitu massa sepeda motor, m_t yaitu massa ban, K_v mewakili konstanta kekakuan dari pegas *shock absorber* sistem suspensi *hydraulic shock absorber*, K_t yaitu konstanta kekakuan dari ban, C_t yaitu konstanta redaman dari ban dan F_d merupakan gaya redam yang dihasilkan oleh adanya fluida minyak dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber*.



Gambar 3. 11 Model matematis dari sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan F_d merupakan sistem suspensi *hydraulic shock absorber*

Setelah didapatkan model matematis, kemudian dibuat persamaan gerak dari sistem setengah kendaraan sepeda motor tersebut.

Persamaan gerak untuk massa ban (m_t) dapat dijabarkan sebagai berikut :

$$\sum F_y = m_t \ddot{x}_t \quad (3.10)$$

$$k_t(x_r - x_t) + c_t(\dot{x}_r - \dot{x}_t) - k_v(x_t - x_v) - F_D = m_t \ddot{x}_t \quad (3.11)$$

$$\dot{v}_t = \frac{1}{m_t} [k_t(x_r - x_t) + c_t(\dot{x}_r - \dot{x}_t) - k_v(x_t - x_v) - F_D] \quad (3.12)$$

Persamaan gerak untuk massa kendaraan (m_v) dapat dijabarkan sebagai berikut :

$$\sum F_y = m_v \ddot{x}_v \quad (3.13)$$

$$m_v \ddot{x}_v = k_v(x_t - x_v) + F_D - k_p(x_v - x_p) - c_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p) = \quad (3.14)$$

$$\dot{v}_v = \frac{1}{m_v} [k_v(x_t - x_v) + F_D - k_p(x_v - x_p) - c_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p)] \quad (3.15)$$

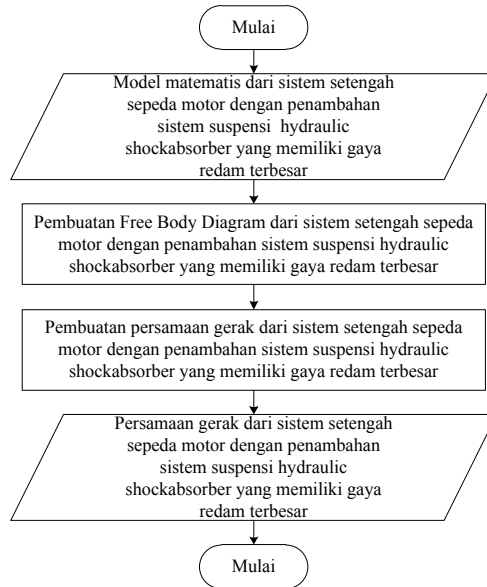
Persamaan gerak untuk massa penumpang (m_p) dapat dijabarkan sebagai berikut :

$$\sum F_y = m_p \ddot{x}_p \quad (3.16)$$

$$k_p(x_v - x_p) + c_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p) = m_p \ddot{x}_p \quad (3.17)$$

$$\dot{v}_p = \frac{1}{m_p} [k_p(x_v - x_p) + c_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p)] \quad (3.18)$$

Sistem suspensi *hydraulic shock absorber* yang dipasang pada sepeda motor merupakan sistem suspensi yang memiliki gaya redam yang paling optimum. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.13.



Gambar 3. 12 Diagram alir pembuatan persamaan gerak dari sistem setengah kendaraan

3.6.2 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penumpang pada Sistem Suspensi Hydraulic Shock Absorber

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Parameter yang digunakan untuk sistem setengah kendaraan sepeda motor yaitu data referensi berdasarkan data spesifikasi sepeda motor Yamaha Mio J. Parameter yang digunakan untuk simulasi sistem setengah kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* terdapat pada tabel 3.2.

Table 3.2 parameter untuk simulasi sistem setengah kendaraan

Parameter	Nilai
Massa motor kosong (m_v)	87 kg
Massa ban belakang (m_t)	6,6 kg
Massa 1 penumpang dan 1 alas duduk (m_p)	70 kg
Konstanta pegas <i>shock absorber</i> (k_v)	12000 N/m
Konstanta pegas ban (k_t)	1600 N/m
Konstanta pegas dudukan penumpang	15.000 Ns/m
Koefisien redaman ban (c_t)	2200 Ns/m
Koefisien redaman dudukan penumpang	150 Ns/m

3.6.3 Analisa Grafik Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

Dari simulasi sistem setengah kendaraan sepeda motor, akan didapatkan respon dinamis, berupa perpindahan, kecepatan, maupun percepatan dari input sinusoidal, dengan memodifikasi blok diagram pada Simulink. Grafik-grafik tersebut dianalisis dan diharapkan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* ini mampu mengurangi getaran pada bodi sepeda motor akibat beban *impact* saat proses berjalan dan akibat energi eksitasi oleh profil permukaan jalan yang tidak rata saat sepeda motor berjalan dengan kecepatan yang sangat tinggi pada proses berjalan secara optimal, sehingga vibrasi yang diterima oleh penumpang sangat kecil. Kemudian juga dianalisis grafik dari gaya tekan ban akibat penggunaan dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber* tersebut. Gaya cengkram ban ini menunjukkan bahwa seberapa besar pengaruh gaya tekan pada jalan, sehingga dapat diketahui posisi ban dengan jalan. Selanjutnya dilakukan evaluasi dan mengambil kesimpulan dari hasil analisis yang berhubungan dengan kenyamanan penumpang dan evaluasi yang telah dilakukan.

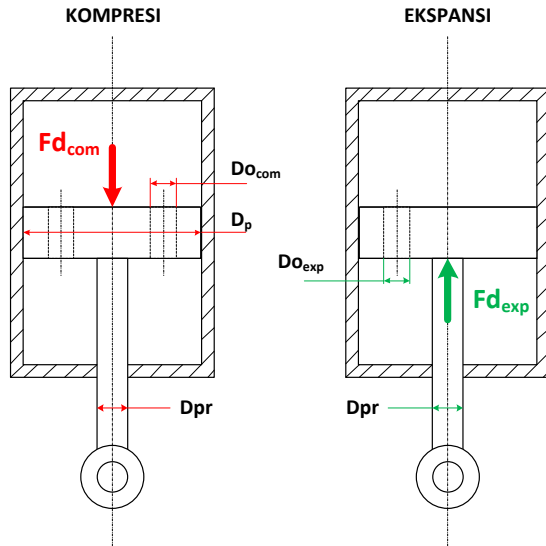
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

PEMODELAN SISTEM

4.1 Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

Untuk sistem suspensi *hydraulic shock absorber* ini menggunakan mekanisme hidrolis dengan fluida kerja minyak. Fluida minyak ini berfungsi sebagai *damper* untuk menghasilkan gaya redam pada saat proses ekspansi dan proses kompresi



Gambar 4.1 Model matematis rancangan sistem suspensi *hydraulic shock absorber*

Gaya redam yang terjadi pada sistem suspensi hidrolis dipengaruhi oleh energi disipasi dari minyak yang mengalir

melalui *orifice*. Minyak tersebut diasumsikan fluida inkompresibel dan ΔP menunjukkan perbedaan tekanan antara ruang bawah dan ruang atas piston. Dari hukum konservasi massa, didapat persamaan sebagai berikut:

$$Q_o = Q_p$$

$$\zeta \cdot A_o \cdot v_o = A_p \cdot v_p$$

$$v_o = \frac{A_p}{\zeta \cdot A_o} v_p \quad (4.1)$$

dimana:

A_o = Luas area *orifice* (m²)

A_p = Luas area piston (m²)

v_o = Kecepatan minyak memasuki *orifice* (m/s²)

v_p = Kecepatan piston (m/s²)

ζ = Koefisien *discharge orifice*

Apabila ditinjau dari persamaan Bernoulli yaitu sebagai berikut:

$$P_o + \frac{1}{2} \rho v_o^2 + \rho g z_o = P_p + \frac{1}{2} \rho v_p^2 + \rho g z_p$$

$z_o = z_p$, sehingga:

$$P_o + \frac{1}{2} \rho v_o^2 = P_p + \frac{1}{2} \rho v_p^2$$

$$P_p - P_o = \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2)$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2) \quad (4.2)$$

dimana:

P_o = Tekanan minyak memasuki *orifice* (N/m²)

P_p = Tekanan piston (N/m²)

ρ = Densitas minyak (kg/m^3)

Gaya redam sistem suspensi hidrolis (F_{dh}) yang terdiri dari siklus kompresi dan ekspansi didapatkan dari substitusi persamaan 4.1 dan 4.2 ke persamaan hukum Pascal:

- Siklus Ekspansi

$$\begin{aligned}
 F_{de} &= \Delta P \cdot A_e \\
 F_{de} &= \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2) A_e \\
 F_{de} &= \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p}{A_o} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_e \\
 F_{de} &= \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) (A_p - A_{pr}) \\
 F_{de} &= \frac{1}{2} \rho (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{\zeta \cdot A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) (v_p^2) \quad (4.3)
 \end{aligned}$$

- Siklus Kompresi

$$\begin{aligned}
 F_{dk} &= \Delta P \cdot A_k \\
 F_{dk} &= \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2) A_k \\
 F_{dk} &= \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p}{A_o} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_k \\
 F_{dk} &= \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - v_p^2 \right) A_p \\
 F_{dk} &= \frac{1}{2} \rho (A_p) \left(\left(\frac{A_p}{\zeta \cdot A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) (v_p^2) \quad (4.4)
 \end{aligned}$$

dimana:

A_{pr} = Luas piston rod (m^2)

4.2 Pemodelan Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

Sebelum memodelkan dinamis terlebih dahulu mencari besarnya nilai m_v yang dimodelkan pada sistem setengah kendaraan, dengan asumsi bahwa nilai m_v adalah massa kendaraan pada bagian belakang. Untuk mencari nilai m_v yang akan digunakan perlu diketahui masa kendaraan pada bagian belakang dengan cara melakukan penimbangan pada bagian roda belakang dan roda depan. Setelah melakukan penimbangan bisa didapatkan posisi center of gravity (CG) pada motor. Sehingga dari CG tersebut bisa diketahui presntasi beban pada bagian belakang motor seperti pada gambar 4.2



Gambar 4.2 Penimbangan bidang datar

Pada penimbangan ini akan didapatkan nilai W_f dan W_r yaitu distribusi berat di bagian depan dan belakang kendaraan dengan menggunakan rumus (2.1) dan (2.2).

- Apabila tumpuan di roda depan (titik A) :

$$\Sigma M_A = 0$$

$$W \cdot L_f - W_r \cdot L = 0$$

$$L_f = \frac{W_r \cdot L}{W}$$

(4.9)

- Apabila tumpuan di roda belakang (titik B) :

$$\Sigma M_B = 0$$

$$-W \cdot L_r + W_f \cdot L = 0$$

$$L_r = \frac{W_f \cdot L}{W}$$

(4.10)

dimana :

L_f = jarak CG sampai tumpuan
roda depan (m)

L_r = jarak CG sampai tumpuan
roda belakang (m)

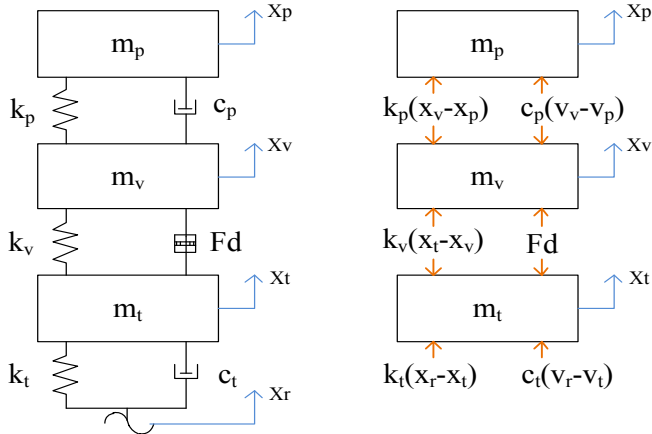
L = jarak dari poros roda depan
dan belakang (m)

W_f = Berat kendaraan depan (kg)

W_r = Berat kendaraan bagian
belakang (kg)

W = Berat total kendaraan kosong
(kg)

Dari model matematis yang telah dijelaskan pada gambar 3.8, akan didapatkan FBD sebagai berikut,



Gambar 4.3. FBD untuk sistem setengah kendaraan motor

- a. Persamaan matematis dari $\mathbf{m_p}$ adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 -m_p \ddot{x}_p - Fd_p - Fk_p &= 0 \\
 m_p \ddot{x}_p + c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v) + k_p(x_p - x_v) &= 0 \\
 m_p \ddot{x}_p &= -c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v) - k_p(x_p - x_v) \\
 \ddot{x}_p &= \frac{1}{m_p} [-c_p(\dot{x}_p - \dot{x}_v) - k_p(x_p - x_v)]
 \end{aligned}
 \tag{4.8}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 4.8 yaitu:

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_p &= v_p \\
 \dot{v}_p &= \frac{1}{m_p} [-c_p(v_p - v_v) - k_p(x_p - x_v)]
 \end{aligned}$$

- b. Persamaan matematis dari $\mathbf{m_v}$ adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
& -m_v \ddot{x}_v + Fd_p - Fd_h + Fk_p - Fk_v = 0 \\
& m_v \ddot{x}_v - c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_v) \\
& \quad + \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 \right) - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 \\
& \quad - k_p (x_p - x_v) + k_v (x_v - x_t) = 0 \\
& m_v \ddot{x}_v = c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_v) \\
& \quad - \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 \right) - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 \\
& \quad + k_p (x_p - x_v) - k_v (x_v - x_t) \\
& \ddot{x}_v = \frac{1}{m_v} \left[c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_v) - \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 \right) - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 + k_p (x_p - x_v) - k_v (x_v - x_t) \right] \quad (4.9)
\end{aligned}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 4.9 yaitu:

$$\begin{aligned}
& \dot{x}_v = v_v \\
& \dot{v}_v = \frac{1}{m_v} \left[c_p (v_p - v_v) \right. \\
& \quad - \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 \right) - 1 \right) (v_v - v_t)^2 \\
& \quad \left. + k_p (x_p - x_v) - k_v (x_v - x_t) \right]
\end{aligned}$$

c. Persamaan matematis dari \mathbf{m}_t adalah sebagai berikut:

$$-m_t \ddot{x}_t - Fd_t + Fd_h + Fk_v - Fk_t = 0$$

$$\begin{aligned}
& m_t \ddot{x}_t + c_t(\dot{x}_t - \dot{x}_r) \\
& - \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 \right) - 1 \right) (\dot{v}_v - \dot{v}_t)^2 \\
& - k_v(x_v - x_t) + k_t(x_t - x_r) = 0 \\
m_t \ddot{x}_t = & -c_t(\dot{x}_t - \dot{x}_r) \\
& + \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 \right) - 1 \right) (\dot{v}_v - \dot{v}_t)^2 \\
& + k_v(x_v - x_t) - k_t(x_t - x_r) \\
\ddot{x}_t = \frac{1}{m_t} \left[& -c_t(\dot{x}_t - \dot{x}_r) + \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 \right) - \right. \right. \\
& \left. \left. 1 \right) (\dot{v}_v - \dot{v}_t)^2 + k_v(x_v - x_t) - k_t(x_t - x_r) \right] \quad (4.10)
\end{aligned}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 4.10 yaitu:

$$\begin{aligned}
\dot{x}_t &= v_t \\
\dot{v}_t &= \frac{1}{m_t} \left[-c_t(v_t - v_r) \right. \\
& + \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 \right) - 1 \right) (v_v - v_t)^2 \\
& \left. + k_v(x_v - x_t) - k_t(x_t - x_r) \right]
\end{aligned}$$

4.3 Diagram Blok

Dari persamaan gerak yang diperoleh, selanjutnya dibuat diagram blok yang sesuai dengan persamaan gerak dari masing-masing sistem. Dan dari diagram blok tersebut akan didapatkan grafik respon dari masing-masing sistem yang akan dibahas pada bab selanjutnya.

4.3.1 Input yang Digunakan

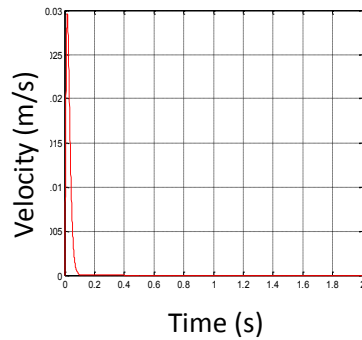
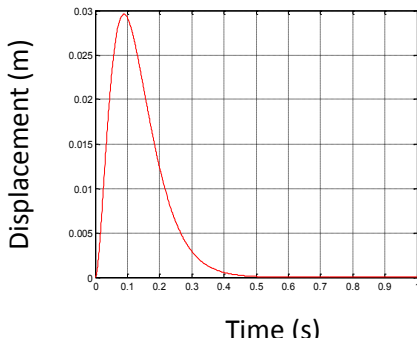
Pada tugas akhir ini, akan dilakukan simulasi untuk sistem suspensi *hydraulic shock absorber* dan system setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi *hydraulic shock absorber*. Pada saat pemodelan pada program simulasi, digunakan dua macam input, yaitu pertama, input *bump* yang telah dimodifikasi yang akan menghasilkan respon transien. Kedua, input sinusoidal yang akan menghasilkan respon *steady-state*. Persamaan dari kedua input tersebut dapat dituliskan sebagai berikut.

- Input *bump* yang dimodifikasi

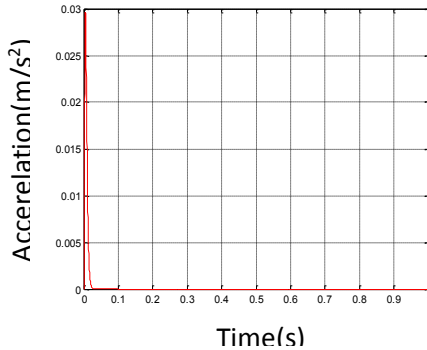
$$y(t) = Y 0.37 e^2(\gamma \omega_0 t) e^{-\gamma \omega_0 t} \quad (4.14)$$

Severity parameter =1

Severity parameter = 3



Severity parameter = 5

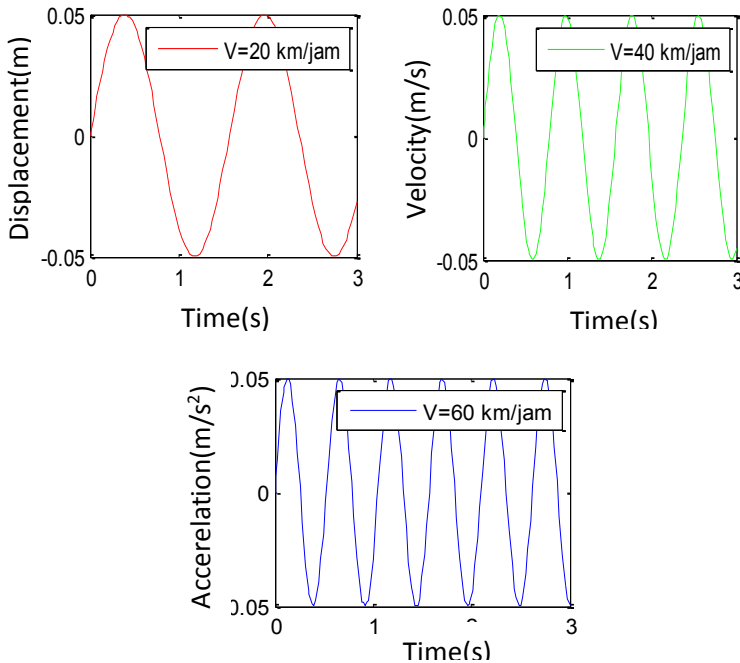


Gambar 4.4 Profil jalan dengan input *bump* yang dimodifikasi (a) $\gamma = 1$ (b) $\gamma = 3$ (c) $\gamma = 5$

Input ini merupakan fungsi dari γ (*severity parameter*), yaitu 1 untuk *low impact*, 3 untuk *less severe impacts*, dan 5 untuk *more severe impact*. Sedangkan ω_0 adalah $\sqrt{\frac{k_{ap}}{m_{ap}}}$. Nilai Y merupakan amplitudo yang digunakan. Amplitudo yang digunakan dalam simulasi yaitu 2 cm.

- Input sinusoidal

$$y(t) = Y \sin(\omega t) \quad (4.15)$$

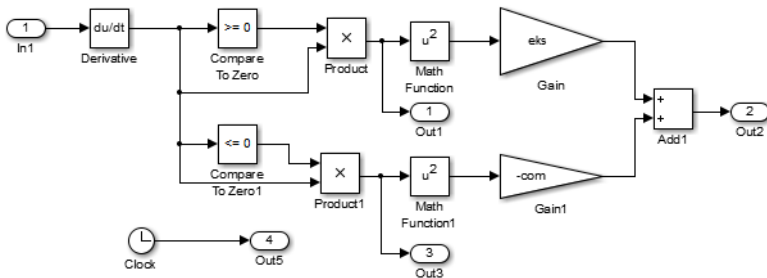


Gambar 4.5 Profil jalan dengan input sinusoidal

Pada persamaan (4.16), nilai Y merupakan amplitudo yang digunakan. Besar frekuensi akan divariasikan dengan amplitudo 2 cm dan panjang gelombang (λ) 5 m. Pada input sinusoidal tersebut digunakan tiga macam frekuensi yang masing-masing mewakili kecepatan kendaraan yang berbeda (20 km/jam, 40 km/jam, dan 60 km/jam), menggunakan rumus $f = \frac{v}{\lambda}$. Untuk menghitung frekuensi (ω) input sinusoidal digunakan rumus $\omega = 2\pi f$

4.3.2 Diagram Blok Sistem Suspensi Hydraulic Shock Absorber

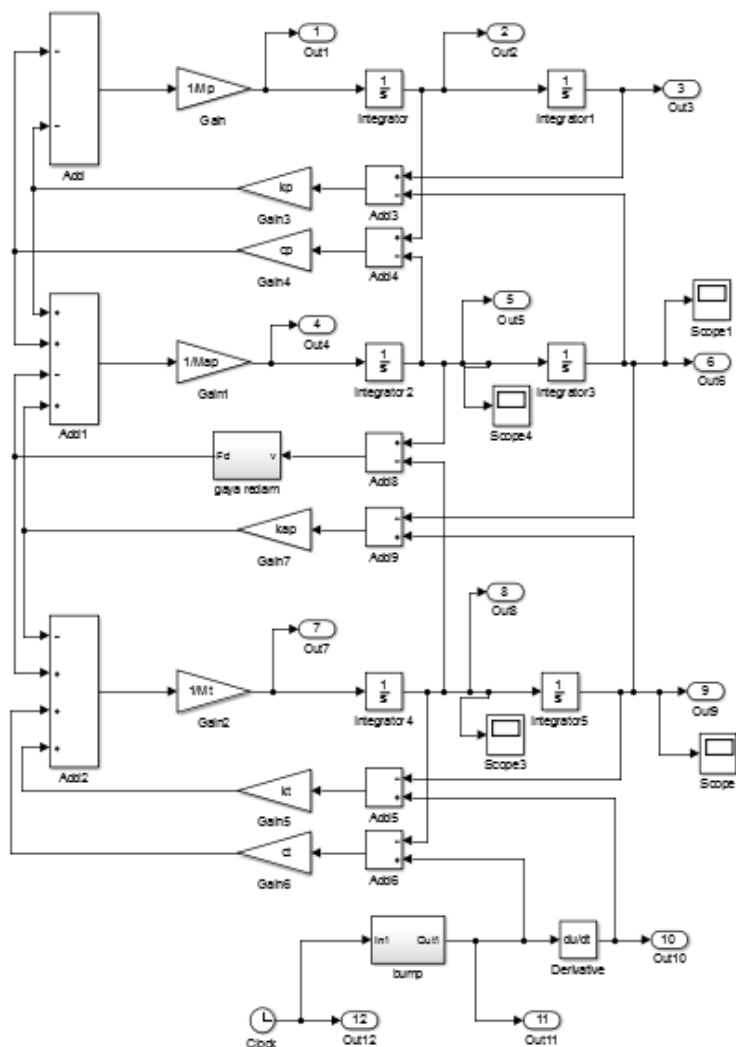
Untuk melakukan simulasi pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber*, hanya menggunakan input sinusoidal. Parameter yang digunakan pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* ini telah dijelaskan pada tabel 3.1.



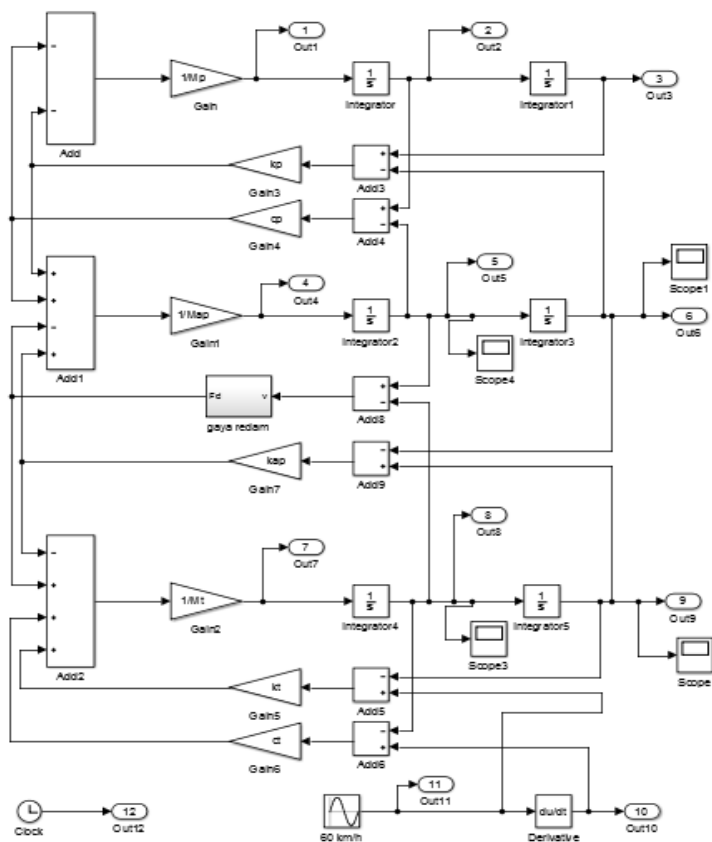
Gambar 4.6 Diagram blok untuk gaya redam pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber*

4.3.3 Diagram Blok Sistem Setengah Kendaraan Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

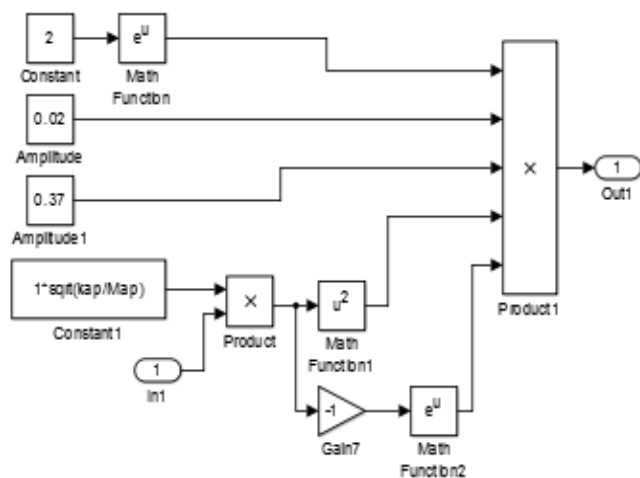
Pada sistem setengah kendaraan motor, nilai konstanta redaman pada massa setengah kendaraan motor digantikan dengan nilai gaya redaman yang dihasilkan oleh sistem suspensi *hydraulic shock absorber*. Input yang digunakan dalam simulasi sistem setengah kendaraan motor, yaitu input sinusoidal dengan kecepatan motor 20 km/h, 40 km/h, 60 km/h dan input *bump* yang telah dimodifikasi dengan γ (*severity parameter*) sama dengan 1 untuk *low impact*, 3 untuk *less severe impacts*, dan 5 untuk *more severe impact*. Parameter yang digunakan pada sistem setengah kendaraan motor ini telah dijelaskan pada tabel 3.2.



Gambar 4.7 Diagram blok untuk sistem setengah kendaraan motor dengan input *bump modified*



Gambar 4.8 Diagram blok untuk sistem setengah kendaraan motor dengan input sinusoidal



Gambar 4.9 Diagram blok untuk input *bump modified*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem suspensi *hydraulic Sock absorber*, sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi *hydraulic shock absorber*. Respon dinamis pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* yang dibahas pada bab ini adalah respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam,. Perlu diketahui bahwa pada grafik respon gaya redam dan gaya pegas yang dihasilkan, nilai positif adalah nilai pada kondisi kompresi dan nilai negatif adalah nilai pada kondisi ekspansi. Pada sistem setengah kendaraan, respon dinamis yang dibahas adalah respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan getaran yang dialami oleh penumpang terhadap waktu.

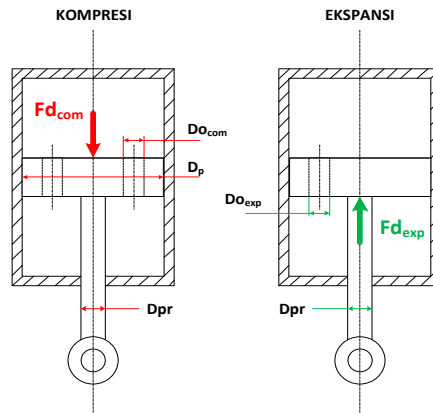
Pada simulasi model setengah kendaraan motor saat kondisi sebelum dan setelah modifikasi , didapatkan respon getaran akibat 2 jenis input, yaitu input sinusoidal dengan variasi kecepatan kendaraan dan input bump yang dimodifikasi. Sebelum dilakukan simulasi pada sistem suspensi yang di modifikasi, terlebih dahulu dilakukan simulasi pada sistem suspensi asli. Adapun simulasi awal yang dilakukan yaitu simulasi pada silinder hidrolik dengan variasi frekuensi (0.5 – 2 Hz), variasi diameter piston (0,02 m – 0,018 m), variasi diameter piston rod (0,01 m, 0,008 m, dan 0,006 m) dan variasi diameter orifice (0,002 m, 0,0015 m, 0,001 m). Dari simulasi tersebut didapatkan gaya redam pada saat sistem suspensi asli dan suspensi modifikasi. Kemudian dipilih variasi modifikasi yang memiliki dimensi paling efisien dan menghasilkan gaya redam yang optimal yang nantinya disimulasikan di model setengah kendaraan motor untuk dianalisa kenyamanannya.

Selanjutnya, sistem suspensi *hydraulic shock absorber* diaplikasikan pada sistem setengah kendaraan motor dengan input yang digunakan, yaitu input sinusoidal dan input *bump modified*. Dari kedua input ini didapatkan respon dinamis dari penumpang. Kemudian respon dinamis tersebut dibandingkan dengan kriteria

kenyamanan berdasarkan besar percepaan RMS menurut ISO 2631.

5.1 Respon Dinamis Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber* dengan Variasi Diameter Piston, Diameter Piston Rod, dan Diameter Orifice

Sebelum menganalisis respon dinamis yang terjadi pada silinder hidraulik, perlu diketahui dimensi asli dari sistem suspensi yang digunakan pada simulasi. Skema sistem dengan dimensi asli *hydraulic shock absorber* yang digunakan dapat dilihat pada gambar 5.1. Sistem *hydraulic shock absorber* sendiri terdiri dari piston, piston rod dan lubang orifice. Sedangkan Tabel 5.1 merupakan tabel dimensi hidraulik yang digunakan untuk simulasi pada silinder hidraulik. Berdasarkan tabel, dilakukan simulasi sebanyak 18 kali yang terdiri dari 2 variasi diameter piston rod, 3 variasi diameter piston rod dan 3 variasi diameter orifice yang diberi input sinusoidal dengan frekuensi antara 0.5 Hz sampai 2 Hz.



Gambar 5.1 Skema Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

Tabel 5.1 Parameter yang digunakan saat simulasi respon gaya redam pada sistem suspensi

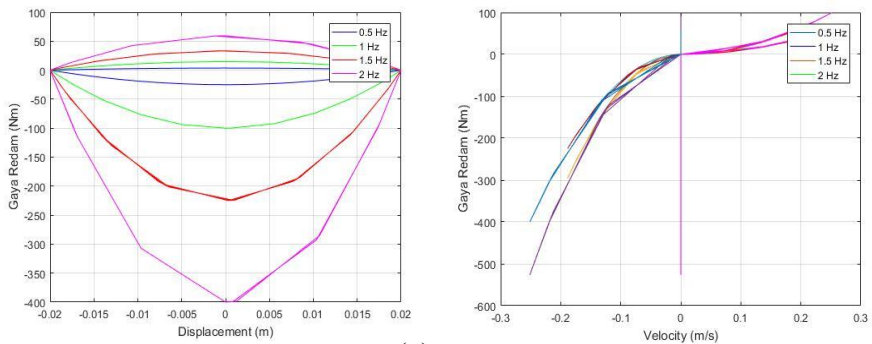
Dp(piston) m	Dpr(piston rod) m	Do (orifice) m
0,020	0,01	0,002
		0,0015
		0,001
	0,008	0,002
		0,0015
		0,001
	0,006	0,002
		0,0015
		0,001

Dp(piston) m	Dpr(piston rod) m	Do (orifice) m
0,018	0,01	0,002
		0,0015
		0,001
	0,008	0,002
		0,0015
		0,001
	0,006	0,002
		0,0015
		0,001

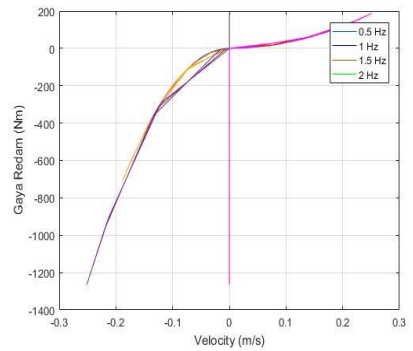
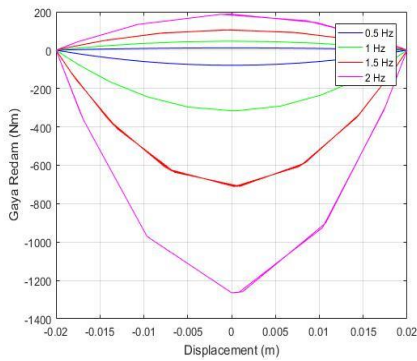
5.1.1 Grafik Respon Gaya Redam pada Diameter Piston 0,02 m dengan Variasi Diameter Piston Rod dan Diameter Orifice

Gambar 5.2 hingga 5.4 merupakan hasil simulasi silinder hidrolik pada diameter piston sebesar 0,02 m dengan variasi diameter piston rod dan diameter orifice yang terdiri dari grafik gaya redam terhadap perpindahan maupun kecepatan dari massa sprung. Di bawah ini merupakan grafik simulasi untuk pasangan silinder hidrolik pada diameter piston konstan sebesar 0,02 m, diameter piston rod divariasikan sebesar (0,01, 0,008, 0,006) dan variasi diameter orifice (0,02 m, 0,0015 m, 0,001 m) seperti pada tabel 5.1.

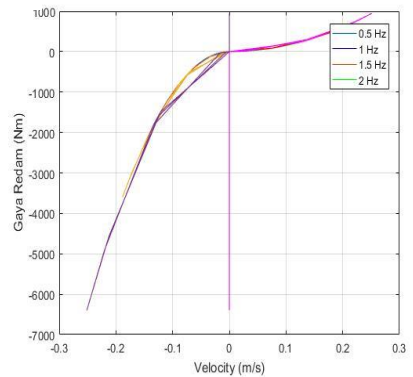
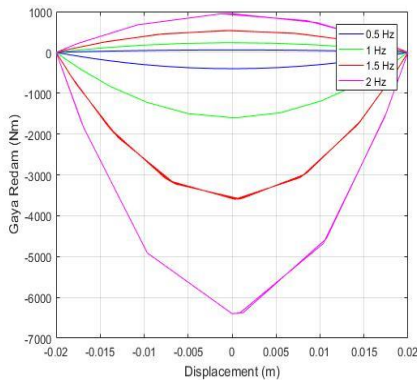
- Variasi Do dengan ($D_p = 0,02$ m dan $D_{pr} = 0,01$ m)



(a)



(b)

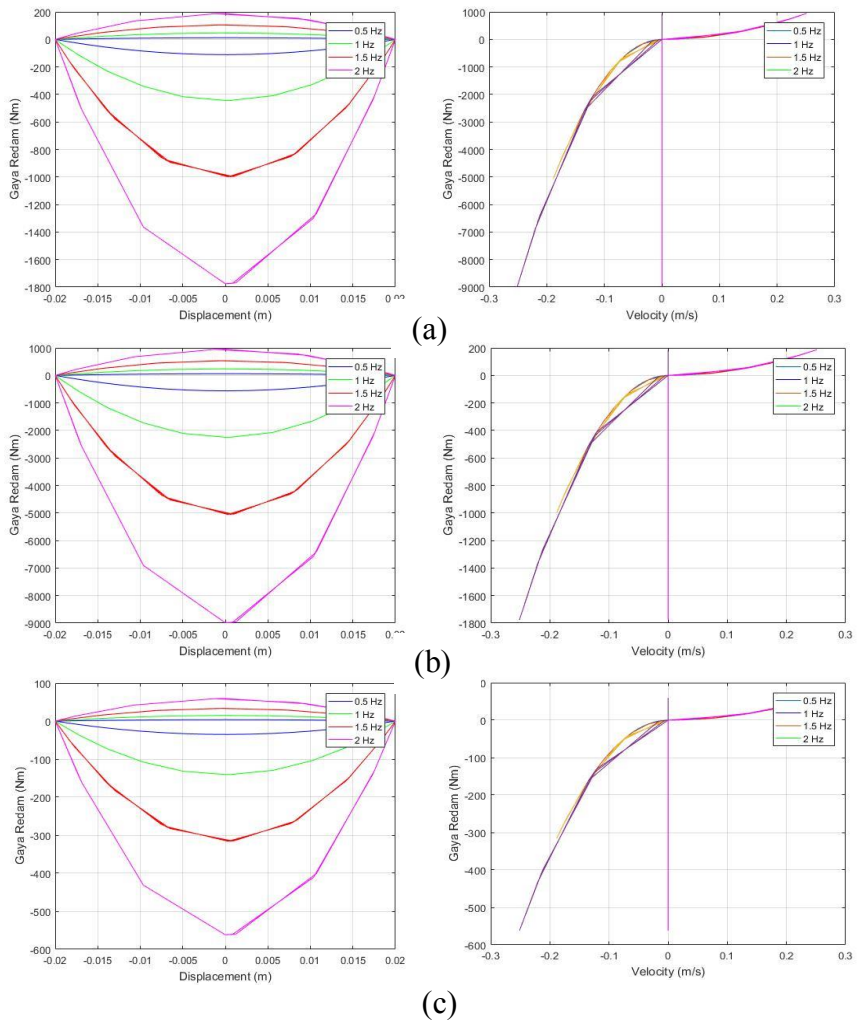


(c)

Gambar 5.2

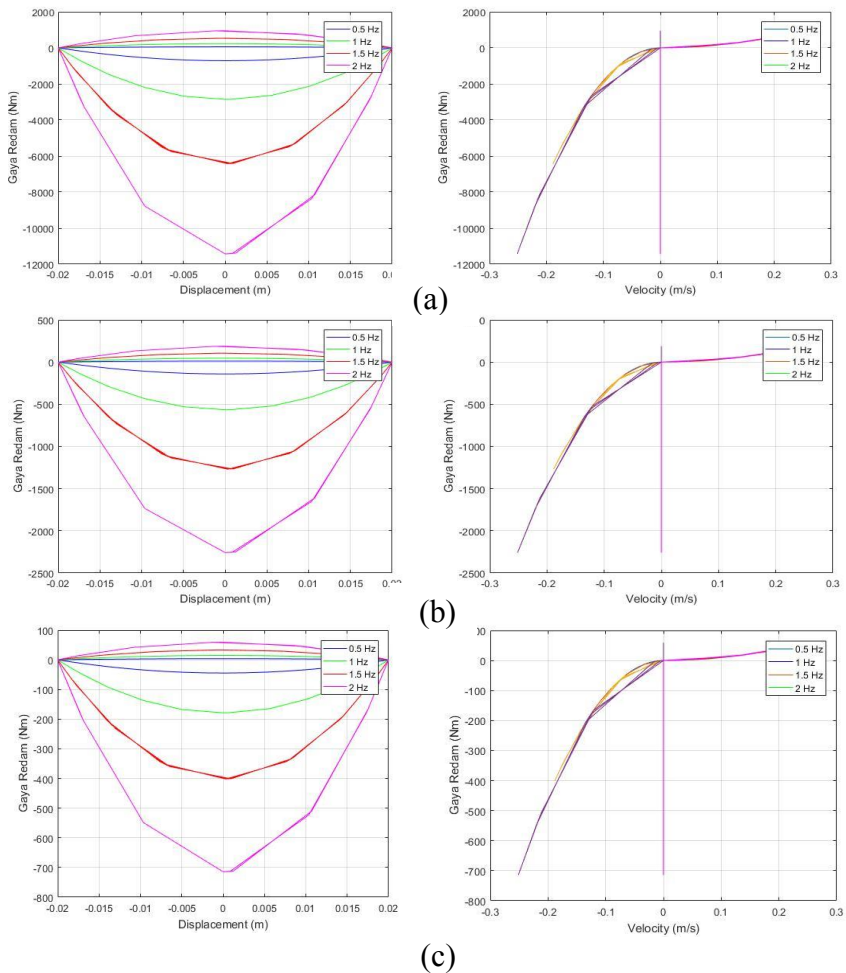
Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan variasi D_o (a) 0,002 m, (b) 0,0015 m, (c) 0,001 m.

• Variasi D_o dengan ($D_p = 0,02$ m dan $D_{pr} = 0,008$ m)



Gambar 5.3 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan variasi D_o (a) 0,002 m, (b) 0,0015 m, (c) 0,001 m.

• Variasi D_o dengan ($D_p = 0,02$ m dan $D_{pr} = 0,006$ m)



Gambar 5.4 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan variasi D_o (a) 0,002 m, (b) 0,0015 m, (c) 0,001 m.

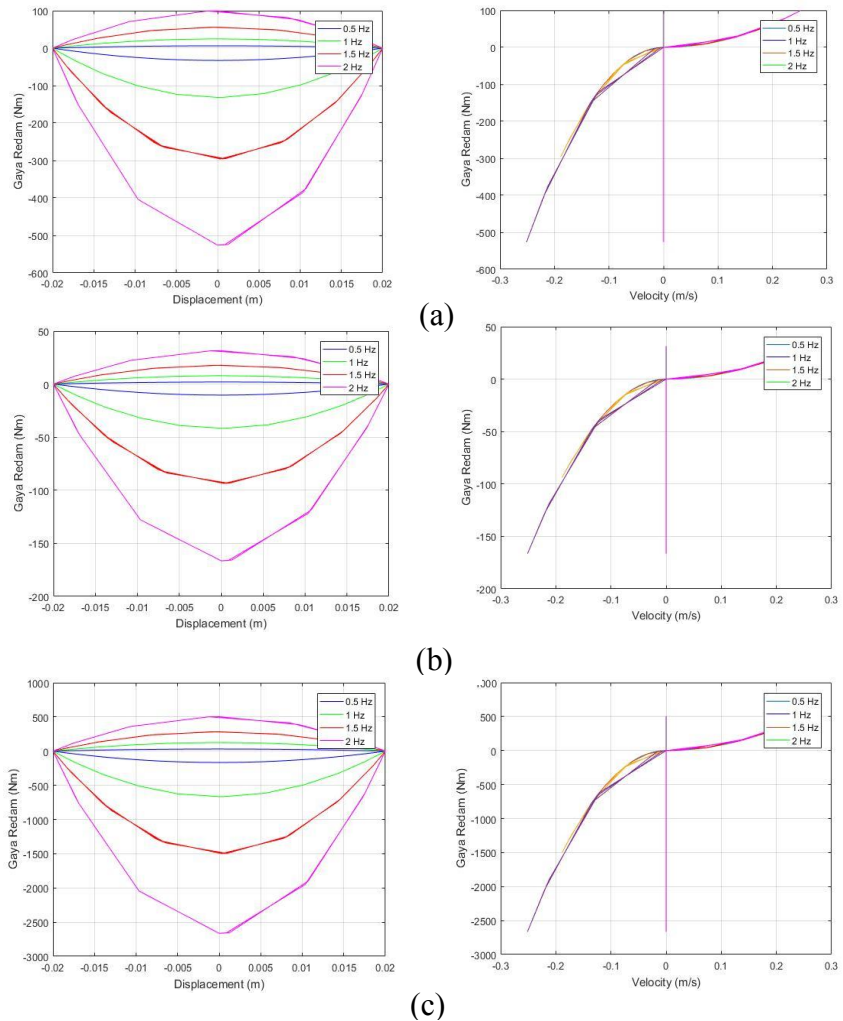
Gambar 5.4, Gambar 5.5, dan Gambar 5.6 merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan (a – c – e) dan kecepatan (b – d – f) pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 0,02 \text{ m}$), Diameter piston rod ($D_{pr} = 0,01 - 0,006$), dan diameter *orifice* ($D_o = 0,002 - 0,001 \text{ m}$) dengan variasi frekuensi. Variasi frekuensi yang digunakan yaitu 0,5 Hz; 1 Hz; 1,5 Hz; 2 Hz.

Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan terlihat dengan jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori bahwa frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan maupun kecepatan, dan kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan. Namun pada grafik respon gaya redam terhadap kecepatan tidak terlihat perbedaannya antara masing-masing frekuensi. Hanya *trend line* pada frekuensi 2 Hz saja yang terlihat. Hal ini dikarenakan pada frekuensi 0,5 Hz sampai 1 Hz memiliki trend line yang berhimpit dengan 2 Hz tetapi hanya berbeda pada nilai gaya redam yang dihasilkan.

5.1.2 Grafik Respon Gaya Redam pada Diameter Piston 0,018 m dengan Variasi Diameter Piston Rod dan Diameter Orifice

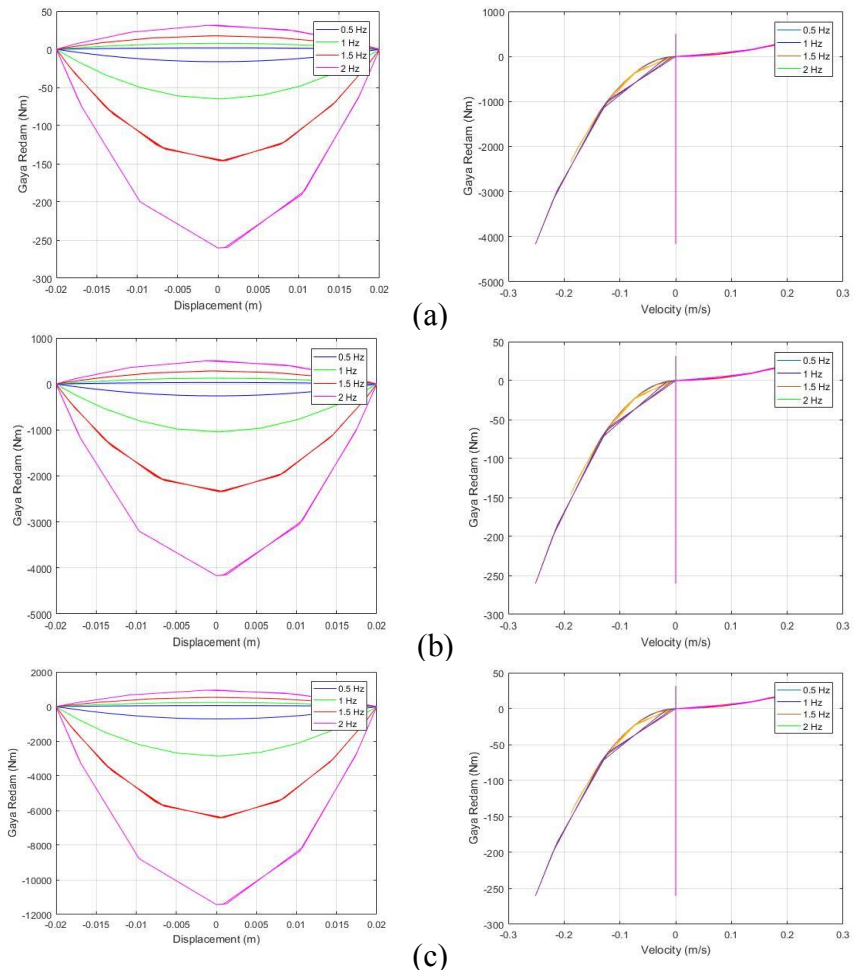
Gambar 5.5 hingga 5.7 merupakan hasil simulasi silinder hidrolis pada diameter piston sebesar 0,018 m dengan variasi diameter piston rod dan diameter orifice yang terdiri dari grafik gaya redam terhadap perpindahan maupun kecepatan dari massa sprung. Di bawah ini merupakan grafik simulasi untuk pasangan silinder hidrolis pada diameter piston konstan sebesar 0,018 m, diameter piston rod divariasikan sebesar (0,01, 0,008, 0,006) dan variasi diameter orifice (0,02 m, 0,0015 m, 0,001 m) seperti pada tabel 5.1.

• Variasi D_o dengan ($D_p = 0,018$ m dan $D_{pr} = 0,01$ m)



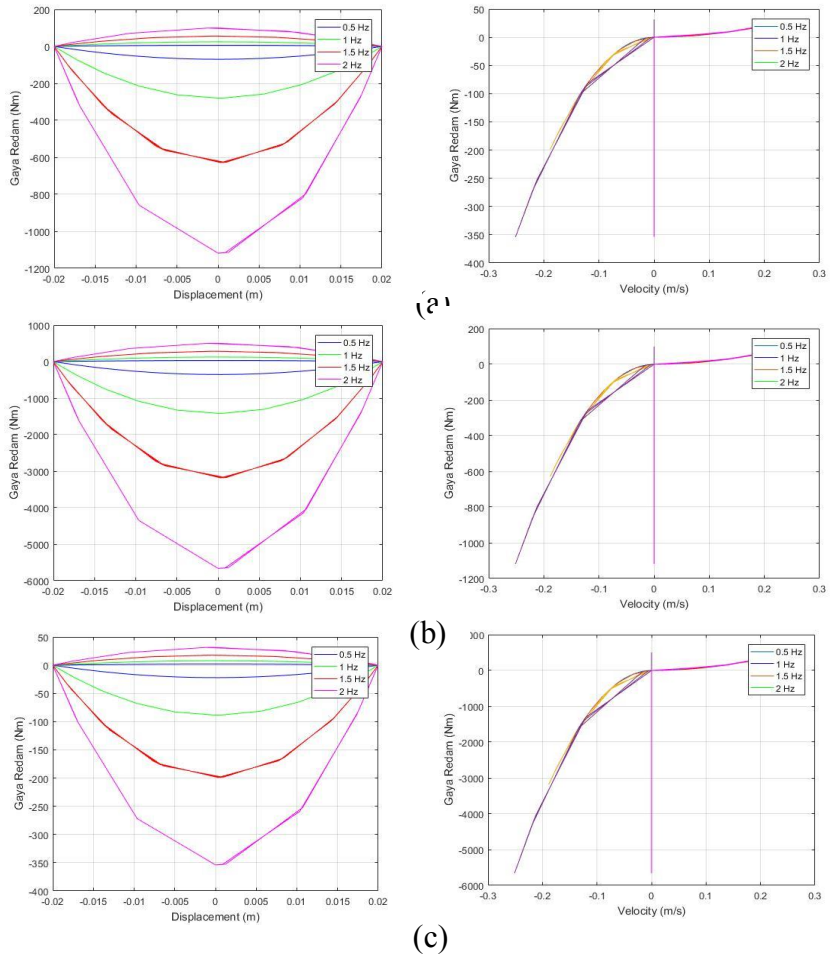
Gambar 5.5 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan variasi D_o (a) 0,002 m, (b) 0,0015 m, (c) 0,001 m.

• Variasi Do dengan ($D_p = 0,018 \text{ m}$ dan $D_{pr} = 0,008 \text{ m}$)



Gambar 5.6 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan variasi D_o (a) 0,002 m, (b) 0,001m, (c) 0,001 m.

- Variasi D_o dengan ($D_p = 0,018$ m dan $D_{pr} = 0,006$ m)



Gambar 5.7 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan variasi D_o (a) 0,002 m, (b) 0,0015 m, (c) 0,001 m.

Gambar 5.5, Gambar 5.6, dan Gambar 5.7 merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan (a – c – e) dan kecepatan (b – d – f) pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 0,018 \text{ m}$), Diameter piston rod ($D_{pr} = 0,01 - 0,006$), dan diameter *orifice* ($D_o = 0,002 - 0,001 \text{ m}$) dengan variasi frekuensi. Variasi frekuensi yang digunakan yaitu 0,5 Hz; 1 Hz; 1,5 Hz; 2 Hz.

Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan terlihat dengan jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori bahwa frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan maupun kecepatan, dan kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan. Namun pada grafik respon gaya redam terhadap kecepatan tidak terlihat perbedaannya antara masing-masing frekuensi. Hanya *trend line* pada frekuensi 2 Hz saja yang terlihat. Hal ini dikarenakan pada frekuensi 0,5 Hz sampai 1 Hz memiliki trend line yang berhimpit dengan 2 Hz tetapi hanya berbeda pada nilai gaya redam yang dihasilkan.

Tabel 5.2 merupakan data nilai gaya redam maksimum pada saat frekuensi 2 Hz yang dihasilkan sesuai dengan gambar 5.2, 5.3, dan 5.4. Sedangkan Tabel 5.3 merupakan data nilai gaya redam maksimum pada saat frekuensi 2 Hz yang dihasilkan sesuai dengan gambar 5.5, 5.6, dan 5.7. Dari data tersebut, didapatkan nilai karakteristik gaya redam dengan variasi perubahan pada diameter piston, piston rod, dan orifice.

Tabel 5.2 Hasil Simulasi Pasangan Silinder Hidrolis Pada Diameter Piston Sebesar 0,02 m

Diameter <i>Orifice</i> (D_o)	Gaya Redam		
	$D_p = 0,02 \text{ m}$ $D_{pr} = 0,01 \text{ m}$	$D_p = 0,02 \text{ m}$ $D_{pr} = 0,008 \text{ m}$	$D_p = 0,02 \text{ m}$ $D_{pr} = 0,006 \text{ m}$
0,002 m	399 N	561 N	714 N
0,0015 m	1264 N	1776 N	2258 N
0,001 m	6399 N	8991 N	11431 N

Tabel 5.3 Hasil Simulasi Pasangan Silinder Hidrolis Pada Diameter Piston Sebesar 0,018 m

Diameter <i>Orifice</i> (D_o)	Gaya Redam		
	$D_p = 0,018 \text{ m}$ $D_{pr} = 0,01 \text{ m}$	$D_p = 0,018 \text{ m}$ $D_{pr} = 0,008 \text{ m}$	$D_p = 0,018 \text{ m}$ $D_{pr} = 0,006 \text{ m}$
0,002 m	166 N	260 N	353 N
0,0015 m	526 N	822 N	1118 N
0,001 m	2664 N	4166 N	5662 N

Dari tabel diatas, terlihat bahwa nilai gaya redam yang dihasilkan saat diameter piston 0,018 m lebih kecil jika dibandingkan dengan nilai gaya redam pada saat diameter piston 0,02 m. Hal ini dikarenakan diameter piston dan diameter piston rod sangat berpengaruh terhadap luasan yang bekerja pada saat proses kompresi dan ekspansi. Berdasarkan persamaan gaya redam yang digunakan pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* (persamaan (3.2)) yaitu selisih antara luasan piston dan luasan piston rod ($A_p - A_{pr}$) berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan (F_d). semakin besar selisih luasan antara piston dan piston rod maka gaya redam yang dihasilkan akan semakin besar. Gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi *hydraulic shock absorber* akan semakin besar apabila semakin besar frekuensi dari perpindahan batang piston, dan semakin kecil diameter *orifice* (A_o). Hal tersebut sesuai dengan persamaan gaya redam pada silinder hidrolik yang digunakan (persamaan (3.2)).

Tabel 5.4 merupakan nilai konstanta damping yang didapatkan dari gradient kemiringan grafik respon gaya redam terhadap kecepatan pada saat frekuensi 2 Hz yang dihasilkan sesuai dengan gambar 5.2, 5.3, dan 5.4. Sedangkan Tabel 5.5 merupakan nilai konstanta damping yang didapatkan dari gradient kemiringan grafik respon gaya redam terhadap kecepatan pada saat frekuensi 2 Hz yang dihasilkan sesuai dengan gambar 5.5, 5.6, dan 5.7. Dari data tersebut, didapatkan nilai konstanta damping pada setiap variasi perubahan diameter piston, piston rod dan orifice. Dari nilai

tersebut kemudian akan didapatkan nilai ζ pada setiap variasi modifikasi. Dimana ζ merupakan perbandingan antara nilai konstanta damping dibagi dengan nilai critical damping.

Tabel 5.4 Nilai C pada Pasangan Silinder Hidrolis dan Diameter Piston Sebesar 0,02 m

Diameter Orifice (D _o)	Dp = 0,02 m Dpr = 0,01 m		Dp = 0,02 m Dpr = 0,008 m		Dp = 0,02 m Dpr = 0,006 m	
	C	ζ	C	ζ	C	ζ
0,002 m	2100	0,810	2600	1,00	3375	1,30
0,0015 m	8500	3,279	8142	3,14	12500	4,82
0,001 m	30000	11,576	50000	19,29	70000	27,00

Tabel 5.5 Nilai C pada Pasangan Silinder Hidrolis dan Diameter Piston Sebesar 0,018 m

Diameter Orifice (D _o)	Dp = 0,018 m Dpr = 0,01 m		Dp = 0,018 m Dpr = 0,008 m		Dp = 0,018 m Dpr = 0,006 m	
	C	ζ	C	ζ	C	ζ
0,002 m	1000	0,386	1437	0,554	2000	0,772
0,0015 m	2300	0,887	3500	1,35	4800	1,852
0,001 m	16250	6,269	25000	9,645	25000	9,645

Dari tabel diatas, terlihat bahwa nilai konstanta redaman yang dihasilkan pada setiap variasi gaya redam yang dihasilkan menunjukkan bahwa diameter piston 0,018 m memiliki nilai yang lebih kecil jika dibandingkan dengan nilai konstanta redaman saat diameter piston 0,02 m. Hal ini dikarenakan gaya redam yang dihasilkan saat diameter piston 0,02 lebih besar dibandingkan dengan saat diameter piston 0,018 m. Sesuai dengan persamaan gaya redam ($F_d = C \cdot \dot{X}$), nilai konstanta redaman berbanding lurus dengan gaya redam. Semakin besar gaya redam yang dihasilkan maka konstanta redaman akan semakin besar. Nilai konstanta

redaman yang dihasilkan akan mempengaruhi karakteristik getaran berupa nilai ζ . Dimana ζ merupakan perbandingan antara nilai konstanta redaman dibagi dengan critical damping. Kemudian Nilai ζ akan menentukan karakteristik getaran berupa *underdamp* maupun *overdamp*. Berdasarkan tabel 5.5 kondisi *underdamp* memiliki nilai ζ kurang dari 1 dan kondisi *overdamp* memiliki nilai ζ lebih dari 1.

Untuk pemilihan parameter modifikasi pada diameter piston, piston rod, dan diameter *orifice* yang digunakan sebagai parameter sistem suspensi *hydraulic shock absorber* saat dipasangkan pada sistem setengah kendaraan, perlu diketahui analisa kenyamanan pada saat penggunaan sistem suspensi *hydraulic shock absorber*. Analisa kenyamanan dilihat berdasarkan nilai constanta damping dan percepatan a RMS yang dihasilkan pada sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi. Setelah didapatkan nilai percepatan a RMS dan nilai konstanta redaman pada sistem suspensi asli kemudian dilakukan pemilihan parameter sistem suspensi modifikasi yang terdiri dari variasi diameter piston, diameter piston rod, dan diameter *orifice* yang memiliki gaya redam dan nilai a RMS dan nilai konstanta redaman yang sesuai kebutuhan yaitu memiliki gaya redam yang lebih besar dan nilai ζ kurang dari 1. Nilai konstanta redaman dan a RMS pada sistem suspensi asli adalah 2100 Ns/m dan 0,9965 m/s^2 . Berdasarkan nilai a RMS dan konstanta redaman sistem suspensi asli yang didapat selanjutnya menentukan parameter modifikasi yang memiliki nilai konstanta redaman dan a RMS yang memiliki tingkat kenyamanan paling baik. Dari hasil simulasi parameter modifikasi didapatkan gaya redam sebesar 526, nilai a RMS sebesar 0,8933 m/s^2 dan konstanta redaman sebesar 2300 Ns/m. Sehingga dipilih dimensi diameter piston sebesar 0,018 m, diameter piston rod 0,01, dan diameter *orifice* sebesar 0,0015 m.

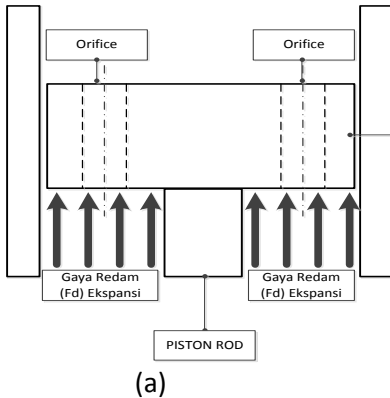
Tabel 5.6 nilai a RMS pada Variasi Parameter Modifikasi

Diameter Orifice (D _o)	a RMS					
	Dp = 0,02m Dpr= 0,01 m	Dp = 0,02 m Dpr= 0,008 m	Dp = 0,02 m Dpr= 0,006 m	Dp = 0,018 m Dpr= 0,01 m	Dp = 0,018 m Dpr= 0,008 m	Dp = 0,018 m Dpr= 0,006 m
0,002 m	0,9965	0,9455	0,9206	1,0891	1,0292	0,993
0,0015 m	0,8933	0,9015	0,9098	0,9252	0,9058	0,901
0,001 m	0,9724	0,9928	1,005	0,9163	0,9406	0,960

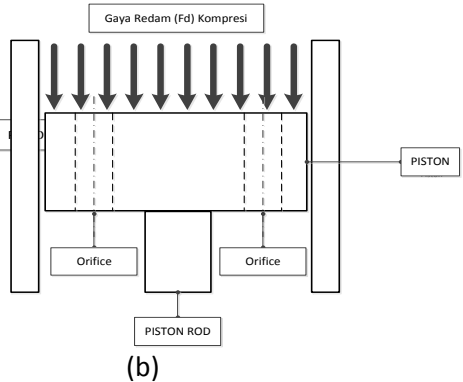
5.2 Analisa Kekuatan Material pada Piston

Setelah didapatkan dimensi modifikasi pada system suspensi hydraulic shock absorber, kemudian dilakukan analisa kekuatan material pada bagian piston. Analisa kekuatan material ini dilakukan agar perubahan dimensi seperti diameter piston, piston rod dan orifice pada sistem suspensi modifikasi *hydraulic shock absorber* dipastikan aman. Dalam melakukan analisa kekuatan material ini ditinjau berdasarkan dua jenis pembebanan yaitu, pembebanan statis dan pembebanan dinamis. Gambar 5.8 merupakan skema pembebanan statis ditinjau saat kondisi beban maksimum yang bekerja pada sisi kompresi dan sisi ekspansi piston. Gambar 5.9 merupakan skema pembebanan dinamis dengan siklus frekuensi 0.5, hz, 1 hz, 1.5 hz, dan 2 hz.

- Pembebanan Statis
Sisi Ekspansi



Sisi Kompresi



Gambar 5.8 Skema Pembebanan Statis pada Sisi (a) Ekspansi (b) Kompresi

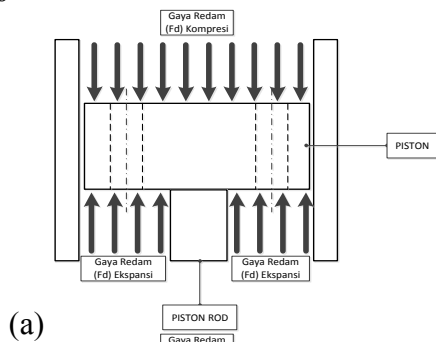
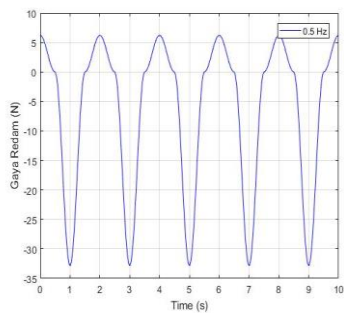
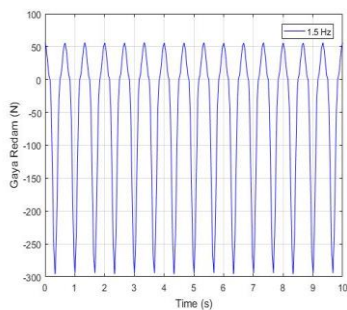
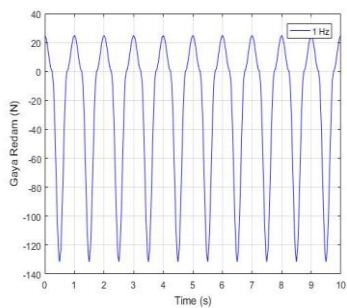
Gambar 5.8 merupakan skema pembebanan statis pada sisi ekspansi dan sisi kompresi. Pada sisi ekspansi luasan yang bekerja merupakan luasan piston dikurangi dengan luasan piston rod sedangkan pada sisi kompresi luasan yang bekerja merupakan luasan piston itu sendiri. Dalam analisa pembebanan statis ini perlu diketahui tegangan kerja maksimum pada sisi kompresi dan sisi ekspansi. tegangan kerja maksimum ditinjau berdasarkan beban yang bekerja yaitu berupa gaya redam maksimum saat kondisi ekspansi dan kompresi. Tegangan kerja dinyatakan aman apabila nilainya tidak melebihi nilai dari tegangan yang diizinkan. Tabel 5.7 merupakan hasil dari perhitungan analisa kekuatan material akibat beban statis

Tabel 5.7 Nilai Tegangan Kerja Pada sisi Ekspansi dan Kompresi

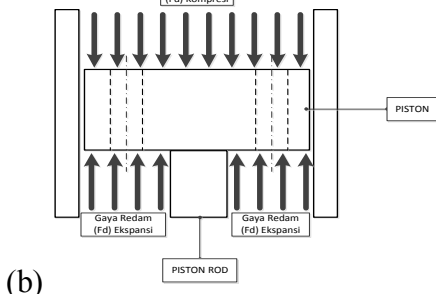
Frekuensi (Hz)	Tegangan Izin	Kompresi		Ekspansi	
		Fd (N)	Tegangan Kerja	Fd (N)	Tegangan Kerja
0,5	379 Mpa	6,22	24880 pa	32,3	0,19 Mpa
1	379 Mpa	24,8	99200 pa	131,5	0,77 Mpa
1,5	379 Mpa	55,9	223600 pa	252,6	1,48 Mpa
2	379 Mpa	99,5	398000 pa	526	3,05 Mpa

Berdasarkan Tabel diatas nilai tegangan kerja yang dihasilkan pada sisi kompresi dan sisi ekspansi memiliki nilai yang jauh lebih kecil dari tegangan yang diizinkan. Sehingga dalam analisa pembebanan statis ini perubahan parameter modifikasi sistem suspensi hydraulic shock absorber dinyatakan aman

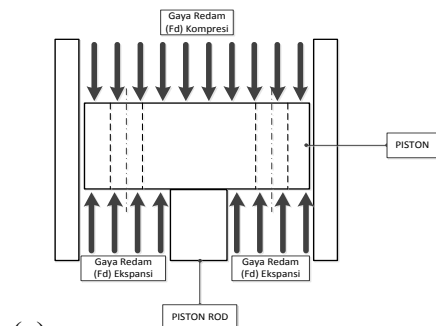
- Pembebanan Dinamis



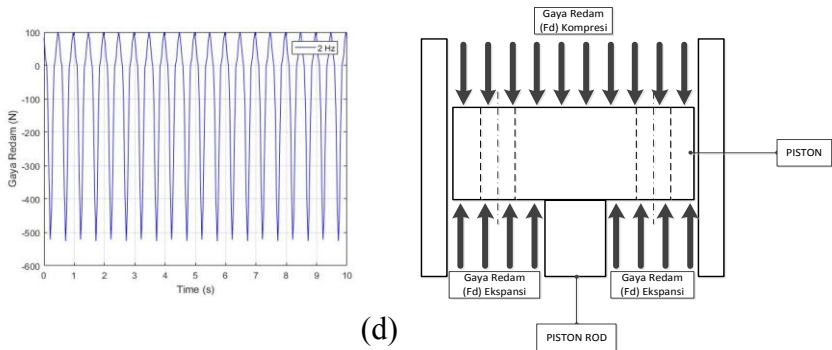
(a)



(b)



(c)



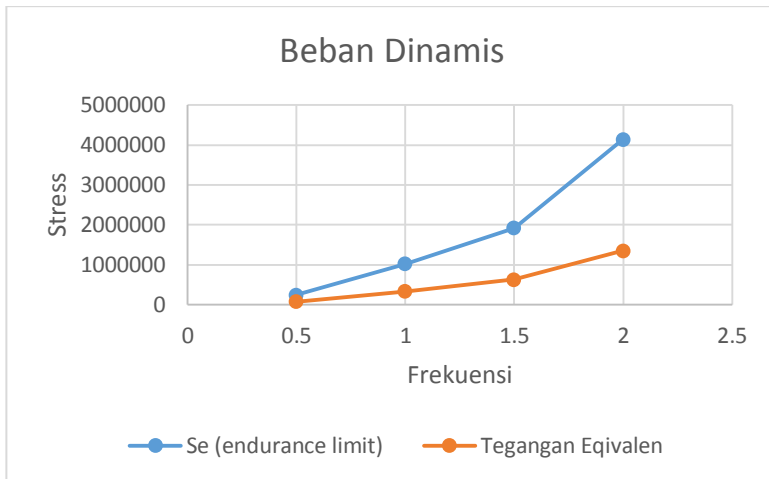
Gambar 5.9 Skema Pembebanan Dinamis pada Siklus Frekuensi
(a) 0.5 Hz, (b) 1 Hz, (c) 1.5 Hz, (d) 2 Hz

Gambar 5.9 merupakan skema pembebanan dinamis pada siklus frekuensi 0.5 Hz – 2 Hz. Pada analisa pembebanan dinamis tegangan yang bekerja merupakan tegangan kerja equivalent saat kompresi dan ekspansi pada siklus tertentu. Untuk analisa pembebanan dinamis menggunakan teori soederberg. Nilai tegangan equivalent harus lebih kecil dibandingkan dengan nilai endurance limit atau disebut dengan batas ketahanan lelah dari material akibat adanya pembebanan secara berulang. Tabel 5.8 merupakan nilai tegangan equivalent yang didapatkan akibat pembebanan dinamis pada siklus frekuensi 0,5 Hz – 2 Hz.

Tabel 5.8 Nilai Tegangan Equivalent akibat Pembebanan Dinamis pada Siklus Frekuensi 0,5 Hz – 2 Hz.

Frekuensi (Hz)	Se (Endurance Limit)	Tegangan Amplitudo	Tegangan Mean	Tegangan Equivalent
0,5	250396	82560	107440	82583
1	1025287	337164,5	436364,5	337553
1,5	1925708	631141	854741	632567
2	4142862	1348058,5	1746058,5	1354297

Berdasarkan tabel diatas tegangan equivalent terus mengalami kenaikan akibat perubahan frekuensi yang semakin besar seperti pada gambar 5.10. Namun tegangan equivalent yang dihasilkan pada masing-masing frekuensi memiliki nilai yang lebih rendah dari nilai endurance limitnya (S_e). Sesuai dengan teori soederberg pada persamaan 3. bahwa tegangan equivalent dinyatakan aman ketika lebih kecil dari endurance limitnya. Sehingga dapat disimpulkan bahwa perubahan parameter modifikasi pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* akibat pembebanan dinamis masih dalam batas aman.

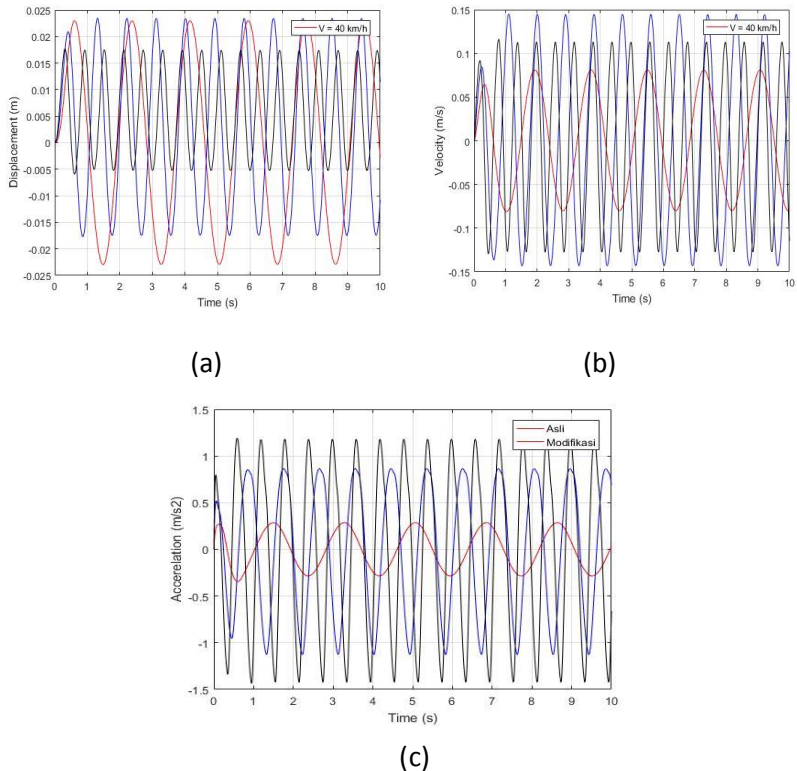


Gambar 5.10 Tegangan Equivalent terhadap Perubahan Frekuensi

5.3 Respon Dinamis Penumpang dari Sistem Setengah Kendaraan Akibat Input Sinusoidal Variasi Kecepatan Kendaraan

Setelah dilakukan simulasi pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber*, sistem suspensi tersebut diaplikasikan pada sistem

setengah kendaraan motor dengan input yang digunakan, yaitu input *bump modified* dan input sinusoidal dengan variasi kecepatan sebesar 20 km/h, 40 km/h, dan 60 km/h. Input *bump modified* digunakan untuk melihat respon *transient* sistem setengah kendaraan akibat beban *impact*, dan input sinusoidal digunakan untuk melihat respon dinamis sistem setengah kendaraan akibat beban harmonik. Untuk sistem suspensi *hydraulic shock absorber* tersebut digunakan pada saat parameter asli dan parameter modifikasi.



Gambar 5.11 Respon penumpang akibat input sinusoidal variasi kecepatan kendaraan terhadap (a) Perpindahan (b) Kecepatan (c) Percepatan

Fenomena lainnya yang dapat dilihat pada gambar 5.11 yaitu semakin besar frekuensi ataupun kecepatan kendaraan, maka gelombang yang dihasilkan akan semakin banyak dan memiliki kerapatan yang cukup besar. Dengan osilasi yang semakin banyak, dapat dikatakan bahwa kendaraan semakin tidak bagus/nyaman karena getaran semakin dapat dirasakan. Dengan kata lain, semakin kecil dan sedikit osilasi yang terjadi, maka semakin baik/semakin nyaman suatu kendaraan.

Pada pemberian input sinusoidal 20 km/jam, didapatkan hasil bahwa respon perpindahan maksimum sebesar 0.0231 m, kecepatan maksimum sebesar 0.0736 m/s, percepatan maksimum sebesar 0.2862 m/s². Pada pemberian input sinusoidal 40 km/jam, nilai perpindahan maksimum sebesar 0.0190 m, kecepatan maksimum sebesar 0.1367 m/s, percepatan maksimum sebesar 0,9758 m/s². Pada pemberian input sinusoidal 60 km/jam, nilai perpindahan sebesar 0.0116 m, kecepatan maksimum sebesar 0.1230 m/s, percepatan maksimum sebesar 1.3233 m/s².

5.4 Perbandingan Respon Dinamis antara Penggunaan Sistem Suspensi Asli dengan Sistem Suspensi Modifikasi Pada Sistem Setengah Kendaraan Motor

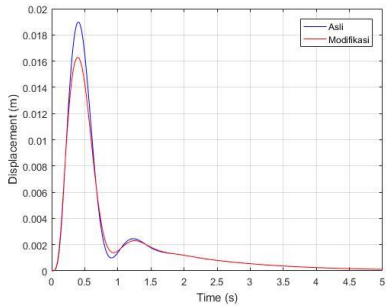
Untuk Menganalisa kenyamanan pada penggunaan sistem *suspensi hydraulic shock absorber*, perlu diketahui perbandingan nilai respon perpindahan, kecepatan, percepatan, maupun gaya redam yang terjadi antara kendaraan dengan penggunaan system suspensi asli dan sistem suspensi yang sudah dilakukan modifikasi. Hal ini dilakukan agar dapat diketahui seberapa besar perbedaan respon dinamis penumpang saat penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi yang telah dimodifikasi.

5.4.1 Grafik Respon Dinamis pada Penumpang Akibat Input *Bump Modified*

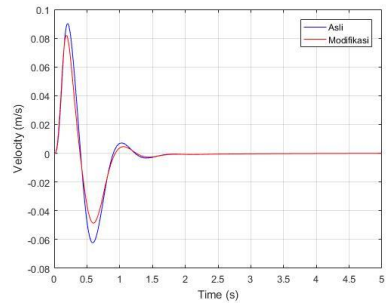
Di bawah ini adalah hasil simulasi sistem setengah kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi yang telah dimodifikasi dengan input bump yang

dimodifikasi. variasi yang digunakan yaitu severity 1 untuk *low impact*, severity 3 untuk *less severe impacts*, dan severity 5 untuk *more severe impact*.

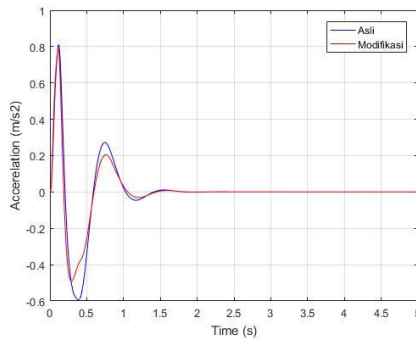
- **Severity Parameter = 1**



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.12 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 1$)

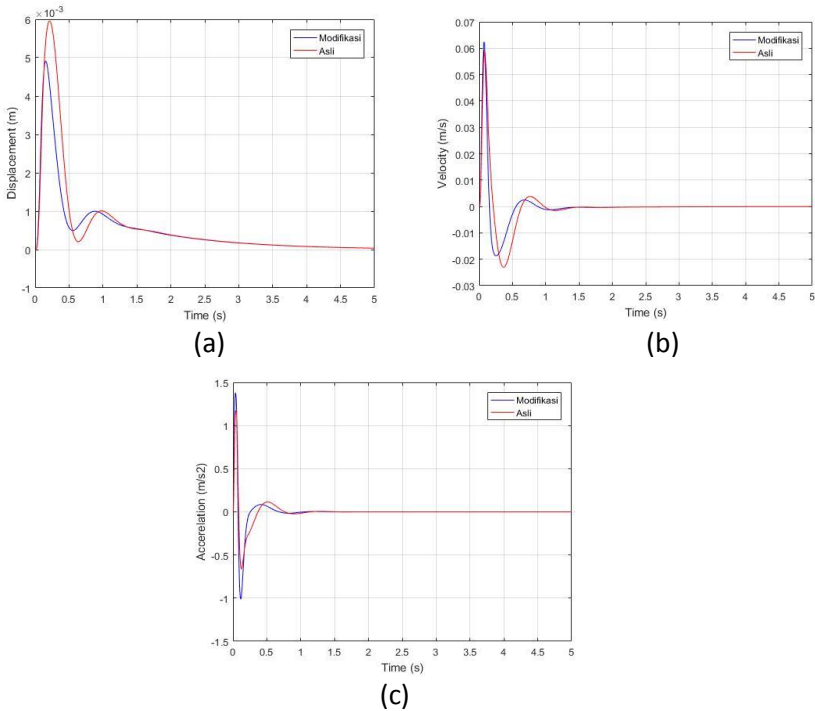
Dari Gambar 5.9 didapatkan grafik respon dinamis sistem setengah kendaraan motor berupa perpindahan (a), kecepatan (b), dan Percepatan (c) pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump modified. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 1,5 detik. Pada grafik respon perpindahan 5.12 (a) dan tabel 5.5, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0190 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0163 m sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan 5.12 (b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0901 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0820 m/s sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan 5.12(c) nilai maksimum percepatan sebesar 0,8111 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,7895 m/s² saat menggunakan system suspensi modifikasi.

Dari penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, hasil dari nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan pada penumpang sangat kecil dan bisa dikatakan berhimpit. Dan apabila dibandingkan antara sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi tersebut, maka sistem suspensi modifikasi memiliki nilai percepatan maksimum, yang lebih kecil dibandingkan dengan sistem suspensi asli.

Tabel 5.9 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump pada system suspensi asli dan modifikasi

Parameter	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)	Settling time (detik)
Asli	0,0190	0,0901	0,8105	1,5
Modifikasi	0,0163	0,0820	0,7895	1,5

- Severity Parameter = 3



Gambar 5.13 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 3$)

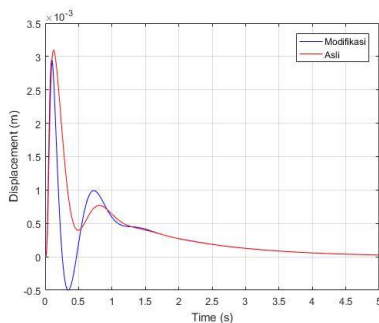
Dari Gambar 5.13 didapatkan grafik respon dinamis sistem setengah kendaraan motor berupa perpindahan (a), kecepatan (b), dan Percepatan (c) pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified*. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 1,5 detik. Pada grafik respon perpindahan 5.13 (a) dan tabel 5.5, nilai maksimum

perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0060 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0049 m sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan 5.13 (b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0592 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0624 m/s sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan 5.13 (c) nilai maksimum percepatan sebesar 1,1750 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli dan 1,3804 m/s² saat menggunakan system suspensi modifikasi.

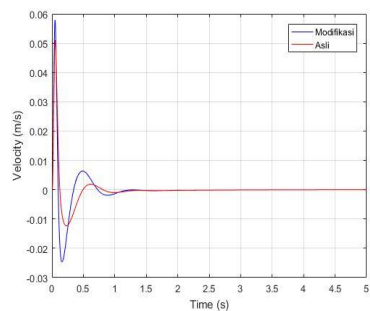
Tabel 5.10 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump pada system suspensi asli dan modifikasi

Parameter	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)	Settling time (detik)
Asli	0,0060	0,0592	1,1750	1,5
Modifikasi	0,0049	0,0624	1,3804	1,5

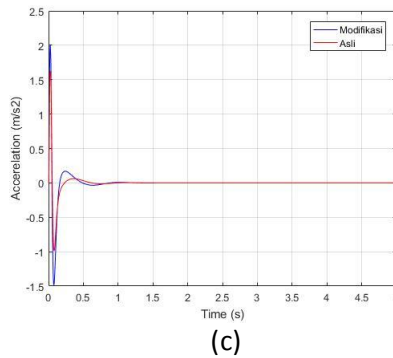
- Severity Parameter = 5



(a)



(b)



Gambar 5.14 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 1$)

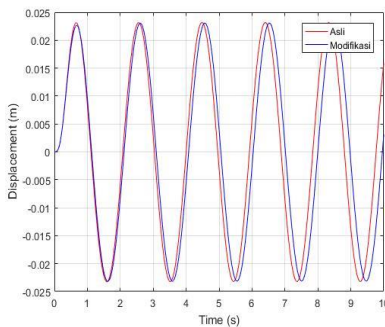
Dari Gambar 5.14 didapatkan grafik respon dinamis sistem setengah kendaraan motor berupa perpindahan (a), kecepatan (b), dan Percepatan (c) pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input *bump modified*. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 1,5 detik. Pada grafik respon perpindahan 5.14 (a) dan tabel 5.5, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0031 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0030 m sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan 5.14 (b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0510 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0579 m/s sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan 5.14 (c) nilai maksimum percepatan sebesar 1,6241 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli dan 2,007 m/s² saat menggunakan system suspensi modifikasi.

Tabel 5.11 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input bump pada system suspensi asli dan modifikasi

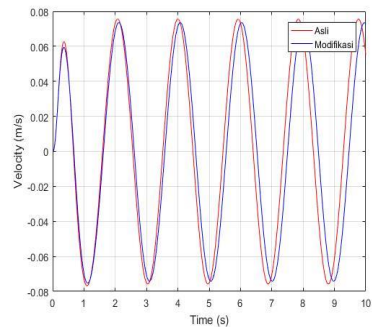
Parameter	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s^2)	Settling time (detik)
Asli	0,0031	0,0510	1,6241	1,5
Modifikasi	0,0030	0,0579	2,007	1,5

5.4.2 Grafik Respon Dinamis pada Penumpang Akibat Input Sinusoidal Variasi Kecepatan Kendaraan

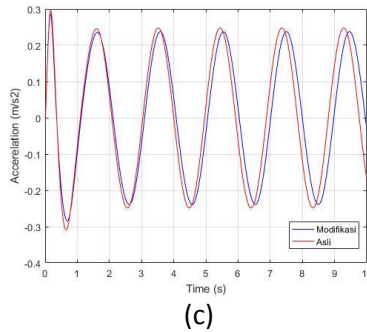
- Kecepatan 20 km/jam



(a)



(b)



Gambar 5.15 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 20 \text{ km/h}$), dengan penggunaan sistem suspensi asli dan modifikasi

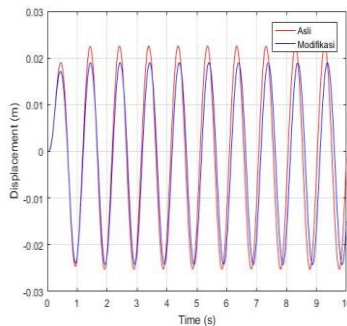
Gambar 5.15 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan penumpang terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan motor dengan penambahan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* pada kecepatan motor saat mencapai 20 km/jam. Dari ketiga grafik tersebut dapat dilihat bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Dari ketiga grafik tersebut respon yang didapat pada sistem suspensi modifikasi lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 2 detik. Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0231 m saat menggunakan sistem suspensi asli, maupun sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0736 m/s saat menggunakan sistem suspensi modifikasi dan 0,0739 m/s saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan nilai maksimum percepatan sebesar 0,2862 m/s^2 saat menggunakan sistem suspensi modifikasi, dan 0,2914 m/s^2 saat

menggunakan sistem suspensi asli. Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik ini berhimpit pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan. Namun respon pada suspensi modifikasi cenderung memiliki respon yang sedikit lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli

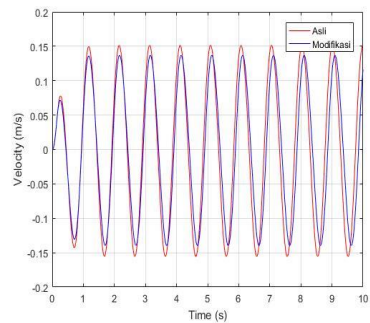
Tabel 5.12 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 20 \text{ km/h}$) pada system suspensi asli dan modifikasi

Parameter	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s^2)	Percepatan RMS dari getaran (m/s^2)	Settling time (detik)
Asli	0,0231	0,0739	0,2914	0,1411	2
Modifikasi	0,0231	0,0736	0,2862	0,1405	2

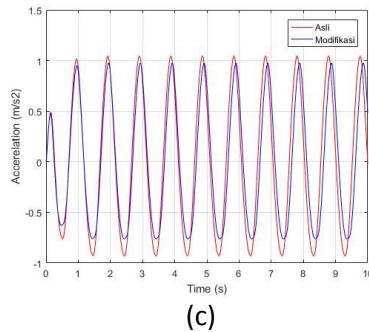
• **Kecepatan 40 km/jam**



(a)



(b)



Gambar 5.16 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 40$ km/h), dengan penggunaan sistem suspensi asli dan modifikasi

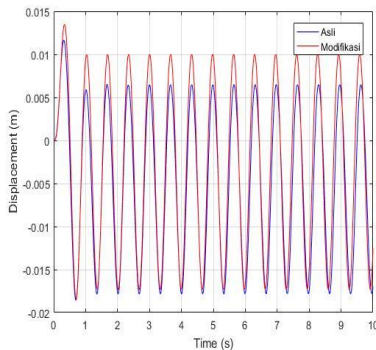
Gambar 5.16 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan penumpang terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan motor dengan penambahan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* pada kecepatan motor saat mencapai 40 km/jam. Dari ketiga grafik tersebut dapat dilihat bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Dari ketiga grafik tersebut respon yang didapat pada sistem suspensi modifikasi lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 1 detik. Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0228 m saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,0190 m saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan sebesar 0,1506 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,1367 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan nilai maksimum percepatan sebesar 0,5684 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,5444 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik pada sistem suspensi modifikasi memiliki respon

perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang lebih rendah dibandingkan penggunaan system suspensi asli.

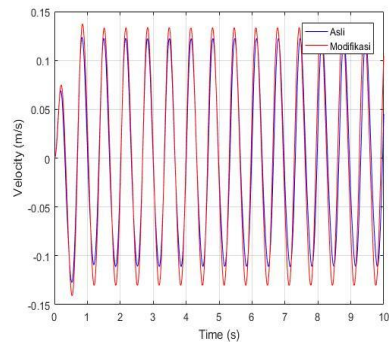
Tabel 5.13 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 40$ km/jam) pada system suspensi asli dan modifikasi

Parameter	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s^2)	Percepatan RMS dari getaran (m/s^2)	Settling time (detik)
Asli	0,0228	0,1506	1,0274	0,5684	1
Modifikasi	0,0190	0,1367	0,9758	0,5444	1

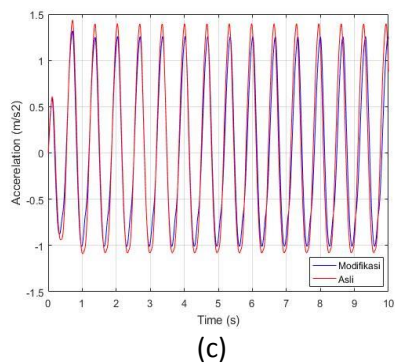
• Kecepatan 60 km/jam



(a)



(b)



Gambar 5.17 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 60 \text{ km/h}$), dengan penggunaan sistem suspensi asli dan modifikasi

Tabel 5.14 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada penumpang setengah kendaraan motor terhadap waktu dengan input sinusoidal ($v = 60 \text{ km/jam}$) pada system suspensi asli dan modifikasi

Parameter	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)	Percepatan RMS dari getaran (m/s ²)	Settling time (detik)
Asli	0,0135	0,1373	1,4344	0,8963	1,5
Modifikasi	0,0116	0,1230	1,3233	0,7998	1,5

Gambar 5.17 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan penumpang terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan motor dengan penambahan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* pada kecepatan motor saat mencapai 60 km/jam. Dari ketiga grafik tersebut dapat dilihat bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Dari ketiga grafik tersebut respon yang didapat pada sistem suspensi modifikasi lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 1,5 detik. Pada grafik respon perpindahan, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0135 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0116 saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan sebesar 0,1373 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,1230 saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan nilai maksimum percepatan sebesar 0,8963 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,7998 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Dilihat dari *trend line*-nya ketiga grafik pada sistem suspensi modifikasi memiliki respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang lebih rendah dibandingkan penggunaan sistem suspensi asli.

5.5 Grafik RMS (Root Mean Square)

5.5.1 Grafik Perbandingan RMS Percepatan Body

Penumpang pada Sistem Suspensi Asli dan Sistem Suspensi Modifikasi dengan Variasi Kecepatan

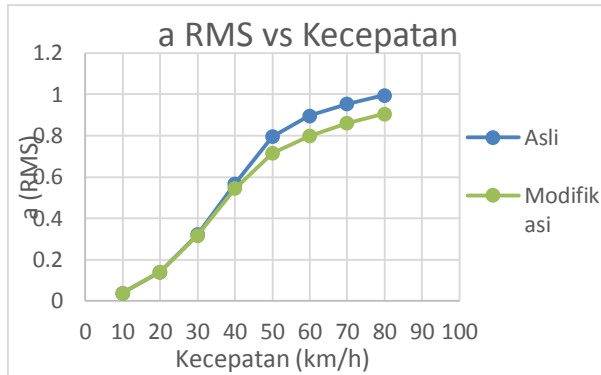
Untuk menganalisa kenyamanan kendaraan akibat eksitasi sinusoidal digunakanlah standar ISO 2631. Gambar 5.13 menunjukkan grafik respon percepatan RMS (Root Mean Square) terhadap frekuensi dengan asumsi lamda 10 meter. Simulasi dilakukan dengan variasi kecepatan 0-80 km/jam dengan interval 10 km/jam. Dari kecepatan tersebut, akan diperoleh nilai frekuensi dengan rumus $f = v / \lambda$ untuk dijadikan inputan berupa sinusoidal. Setelah itu, nilai percepatan RMS yang telah disimulasikan akan diplot pada grafik ISO 2631. Dari gambar 5.13, dapat dilihat berapa

lama ketahanan pengendara saat berkendara menurut ISO 2631 untuk setiap frekuensi kendaraan.

Tabel 5.15 Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan percepatan penumpang pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* asli dan modifikasi

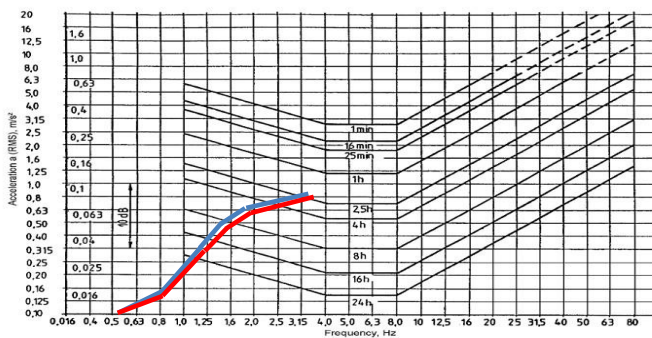
V (km/h)	f (Hz)	ASLI	MODIFIKASI
		a (RMS)	a (RMS)
10	0,28	0,0383	0,038
20	0,56	0,1411	0,1405
30	0,83	0,3216	0,3178
40	1,11	0,5684	0,5444
50	1,39	0,7956	0,7157
60	1,67	0,8963	0,7998
70	1,94	0,9535	0,8608
80	2,22	0,9965	0,9058

Perbandingan percepatan rms penumpang terhadap kecepatan kendaraan pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* dengan penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi dapat dilihat pada grafik berikut



Gambar 5.18 Grafik respon percepatan RMS penumpang pada sistem setengah kendaraan motor terhadap frekuensi dengan input sinusoidal dengan variasi kecepatan 20 km/jam, 40 km/jam, dan 60 km/jam

Berikut merupakan grafik ketahanan pengemudi terhadap percepatan body penumpang berdasarkan standar ISO-2631 untuk system setengah kendaraan dengan penggunaan system suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi



Gambar 5.19 Grafik ketahanan pengemudi terhadap percepatan penumpang

Nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang pada saat mobil berkecepatan 20 km/jam adalah sebesar $0,1411 \text{ m/s}^2$ ketika menggunakan system suspensi asli dan $0,1359 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang pada saat mobil berkecepatan 40 km/jam adalah sebesar $0,5684 \text{ m/s}^2$ ketika menggunakan system suspensi asli dan $0,4318 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang pada saat mobil berkecepatan 60 km/jam adalah sebesar $0,8963 \text{ m/s}^2$ ketika menggunakan system suspensi asli dan $0,8592 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada gambar 5.19 adalah grafik ketahanan pengendara saat berkendara berdasarkan ISO 2631. Pada tabel 5.16 terlihat bahwa pada kecepatan 10-20 km/h ketahanan pengendara saat berkendara mencapai lebih dari 24 jam. Pada kecepatan 30 ketahanan pengendara saat berkendara mencapai 16-24 jam. Pada kecepatan 40 km/h ketahanan pengendara saat berkendara mencapai 8-16 jam. Pada kecepatan 50 km/h ketahanan pengendara saat berkendara mencapai 4-8 jam. Pada kecepatan 60-80 km/h ketahanan pengendara saat berkendara mencapai 2,5-4 jam

Tabel 5.16 Ketahan Tubuh Pengendara terhadap Kecepatan

Kecepatan	Ketahanan Tubuh	
	Asli	Modifikasi
10	> 24 Jam	> 24 Jam
20	> 24 Jam	> 24 Jam
30	16 - 24 Jam	16 - 24 Jam
40	8 - 16 Jam	8 - 16 Jam
50	4 - 8 Jam	4 - 8 Jam
60	2,5 - 4 Jam	2,5 - 4 Jam
70	2,5 - 4 Jam	2,5 - 4 Jam
80	2,5 - 4 Jam	2,5 - 4 Jam

Nilai RMS dengan penggunaan sistem suspensi modifikasi dan sistem suspensi asli memiliki nilai yang lebih rendah. Berdasarkan standard ISO 2631 percepatan getaran penumpang saat penggunaan sistem suspensi modifikasi memiliki kenyamanan yang lebih baik jika dibandingkan dengan penggunaan sistem suspensi asli. Sehingga perubahan parameter yang terdapat pada sistem suspensi dengan mereduksi dimensi pada diameter piston, piston rod dan orifice memiliki nilai percepatan RMS dan perpindahan penumpang yang lebih rendah. Berdasarkan grafik ketahanan tubuh penggunaan sistem suspensi asli dan modifikasi memiliki waktu ketahanan yang sama

5.5.2 Grafik Displacement Transmissibility pada Input Sinusoidal Variasi Kecepatan Kendaraan

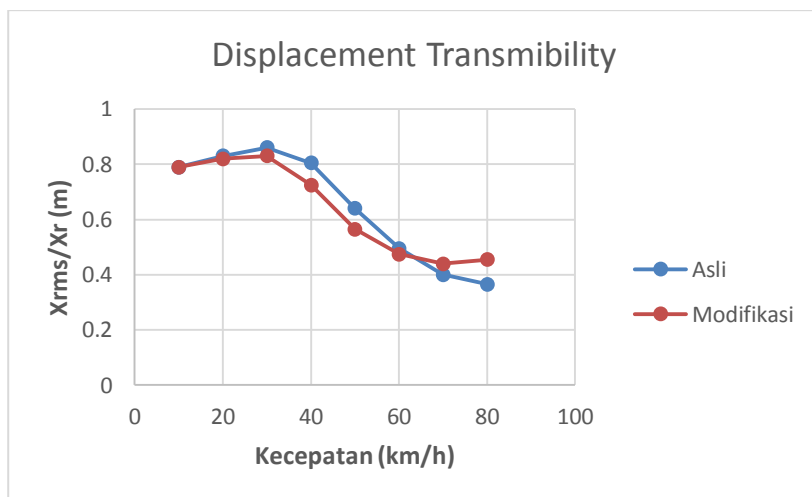
Tabel 5.10 merupakan data tabel simulasi yang dilakukan pada sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi. Keduanya dilakukan pada variasi kecepatan kendaraan 0-80 km/jam. Kedua sistem ini disimulasikan menggunakan asumsi $\lambda = 10$ m

Tabel 5.17 Data Simulasi Setengah Kendaraan dengan Penggunaan Suspensi Asli dan Modifikasi dengan Variasi Kecepatan

V km/h)	f (Hz)	Xr (m)	Asli	Modifikasi
			X (rms) / Xr (m)	X (rms) / Xr (m)
10	0,28	0,02	0,79	0,79
20	0,56	0,02	0,83	0,82
30	0,83	0,02	0,86	0,83
40	1,11	0,02	0,805	0,725
50	1,39	0,02	0,64	0,565
60	1,67	0,02	0,495	0,475

70	1,94	0,02	0,4	0,44
80	2,22	0,02	0,365	0,455

Dari tabel 5.7, didapatkan grafik seperti pada gambar 5.13. Di bawah ini merupakan grafik $X(\text{RMS}) / X_r$ terhadap variasi frekuensi dari kecepatan kendaraan, dimana $X(\text{RMS})$ menunjukkan respon perpindahan RMS penumpang dan X_r menunjukkan amplitudo yang digunakan sebagai inputan profil jalan. Nilai RMS sendiri merupakan nilai efektif dari nilai yang divariasikan, dimana setiap kecepatan kendaraan yang divariasikan akan memiliki nilai $X(\text{RMS}) / X_r$ yang bervariasi pula.



Gambar 5.20 Grafik Perbandingan *Displacement Transmibility* antara Penggunaan Sistem Suspensi Asli dengan Sistem Suspensi Modifikasi

Grafik tersebut menunjukkan perbandingan grafik displacement transmissibility antara penggunaan system suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi. Dari grafik di atas dapat

dilihat bahwa antara system suspensi asli dengan sistem suspensi modifikasi memiliki karakteristik grafik yang sama, yaitu saat kecepatan 30 km/h membentuk titik puncak dan selanjutnya grafik menurun seiring dengan bertambahnya kecepatan. Titik tertinggi/titik puncak dari grafik dengan penggunaan sistem suspensi asli memiliki nilai $X(RMS)/X_r$ dengan nilai 0,86 m pada frekuensi sebesar 0,83 Hz. Sedangkan saat penggunaan sistem suspensi modifikasi memiliki nilai $X(RMS)/X_r$ dengan nilai 0,83 m pada frekuensi 0,83 Hz. Dari grafik di atas, dapat disimpulkan bahwa kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi modifikasi dengan nilai konstanta redaman sebesar 526 Ns/m lebih baik daripada kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi asli dikarenakan penggunaan sistem suspensi modifikasi memiliki nilai a (RMS) dan nilai displacement transmissibility yang lebih rendah, dan hal tersebut menunjukkan bahwa input perpindahan (amplitudo) tidak jauh berbeda dengan output perpindahan (X_{rms}). Namun di sisi lain, kendaraan dengan penggunaan system suspensi modifikasi memiliki nilai *displacement transmissibility* yang lebih besar pada saat kecepatan kendaraan mencapai lebih dari 60 km/h.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis pada sistem suspensi asli *hydraulic shock absorber* ,dan sistem suspensi modifikasi *hydraulic shock absorber* pada sistem setengah kendaraan motor, maka dapat disimpulkan bahwa :

1. Pemilihan parameter dimensi modifikasi pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* terdiri dari diameter piston sebesar 0,18 m, diameter piston 0,01 m dan diameter orifice sebesar 0,0015 m.
2. Pemilihan parameter dimensi modifikasi didapatkan berdasarkan kenyamanan kendaraan berupa nilai zeta sebesar 0,899 dan nilai a RMS sebesar 0,8999
3. Nilai gaya redam yang dihasilkan pada sistem suspensi modifikasi memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan dengan sistem suspensi asli yaitu sebesar 526 N dikarenakan pengaruh perubahan pada diameter piston, piston rod dan orifice
4. Nilai tegangan kerja saat ekspansi dan kompresi akibat pembebanan statis masih lebih rendah dibandingkan nilai tegangan yang diizinkan sebesar 379 Mpa. Sehingga dinyatakan aman
5. Nilai tegangan equivalent akibat pembebanan dinamis memiliki nilai yang lebih kecil dari nilai endurance limit sebesar 1,3 Mpa. Sehingga sistem suspensi yang digunakan dapat dinyatakan aman
6. Pada sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* untuk input *bump modified* respon penumpang mencapai kondisi *steady state* kurang dari 1,5 detik.
7. Pada sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* untuk input sinusoidal dengan dan respon penumpang mencapai kondisi

steady state kurang dari 2 detik dengan nilai *overshoot* maksimum dengan penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi saat kecepatan 20 km/h sebesar 0,0231 m dan 0,0231 m pada respon perpindahan penumpang

8. Nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang saat penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi dengan kecepatan 10 km/jam sebesar lebih dari 24 jam, 20 km/jam sebesar lebih dari 24 jam, 30 km/jam sebesar 16 – 24 jam, 40 km/jam sebesar 8 – 16 jam, 50 km/jam sebesar 4 – 8 jam, 60 – 80 km/jam sebesar 2,5 – 4 jam.
9. Hasil dari nilai RMS untuk percepatan getaran yang menggunakan sistem suspensi modifikasi memiliki nilai yang lebih rendah dibandingkan dengan penggunaan sistem suspensi asli.

6.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk melakukan pengujian eksperimen pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* yang telah dilakukan modifikasi.
2. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk melakukan perkembangan sistem suspensi dengan melakukan perubahan bentuk pada luasan sisi ekspansi dan kompresi agar didapatkan sistem suspensi yang lebih efektif dan efisien

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Rao, Singiresu S. 2011. **Mechanical Vibrations Fifth Edition**. Miami: Pearson Education, Inc.
- [2] Sutantra, Nyoman I. 2001. **Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasinya**. Surabaya: Penerbit Guna Widya.
- [3] ISO: Guide for The Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. 1997. International Standart 2631. **International Organization for Standardization**.
- [4] Fox dan McDonald's. 2011. **Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition**. Amerika: John Wiley & Sons, Inc.
- [5] Hestingrum, Yunita dan Laksana Guntur, Harus. 2015. **Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Oleo-Pneumatic* terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas serta Respon Dinamis Penumpang Pesawat Boeing 747-400 Proses *Landing* dan *Takeoff***. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [6] Rahmawati, Istina dan Laksana Guntur, Harus. 2016. **Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro Pneumatic* Terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas serta Respon Dinamis Mobil**. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [7] Olviani, Chika dan Laksana Guntur, Harus. 2014. **Analisa Kenyamanan Kendaraan Roda Dua dengan Pemodelan Pengendara sebagai Sistem Multi D.O.F.** Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [8] Wardani, Aulia dan Laksana Guntur, Harus. 2014. **Pemodelan dan Analisis Pengaruh Variasi Luasan Orifice terhadap Gaya Redam, Daya Listrik Bangkitan, dan Respon Dinamis pada Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber (HMRSA)**.

Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

- [9] Yalcin, B., Uzun, I., Usal, M.R. (2009) *Failure Analysis of a Shock Absorber Piston Produced by Powder Metallurgy Processing*. 5th International Advanced Technologies Symposium
- [10] Mulyo, Citro. 2013. **Modul “Melakukan Perbaikan Sistem Suspensi”**. Pemalang: Sekolah Menengah Kejuruan Nusa Mandiri Pemalang.
- [11] Aisi. 2016. *Data Penjualan Motor Indonesia*. Diambil dari www.aisi.or.id

BIODATA PENULIS



M Fauzi Rahman dilahirkan di Tasikmalaya, 26 Februari 1994 anak yang terlahir dari orangtua terbaik bernama Moch. Husni Thamrin dan Enur Nurhayati. Riwayat pendidikan penulis diawali di SD Insan Kamil, Bogor pada tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMP Insan Kamil, Bogor pada tahun 2006-2009, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA PU Al-Bayan, Sukabumi pada tahun 2009-2012. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur mandiri.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi staff Departemen PPIM di Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM) dan staff Divisi BPU di Lembaga Dakwah Kampus JMMI ITS pada tahun 2012-2013. Pada tahun 2014-2015, penulis aktif menjadi Ketua Biro Pelatihan Departemen PPIM.

Motto hidup penulis adalah “Jadilah seperti sebatang lilin yang sinarnya selalu memberikan manfaat untuk sekitarnya” menjadikan penulis lebih bersemangat dan berusaha keras untuk senantiasa memberikan manfaat dan berguna bagi agama, nusa dan bangsa. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email fauzi2352@gmail.com.